

A. ÍNDICE

A. ÍNDICE	1
B. CARACTERÍSTICAS DEL VEHÍCULO	5
B.1. Ficha de Inspección Técnica	5
B.2. Medidas del vehículo.....	6
C. PLIEGO DE CONDICIONES DEL SISTEMA DE ELEVACIÓN.	9
C.1. Espacio disponible en el vehículo	9
C.2. Normativa de aplicación.....	10
C.3. Características del usuario.....	11
D. PLIEGO DE CONDICIONES DEL DEPÓSITO DE COMBUSTIBLE	13
D.1. Espacio disponible en vehículo	13
D.2. Normativa de aplicación.....	14
D.3. Características del usuario.....	15
E. DETERMINACIÓN DE LA GEOMETRÍA DE PARTIDA Y ESTADO DE SOLICITACIONES DEL SISTEMA DE ELEVACIÓN	17
E.1. Introducción.....	17
E.2. Parametrización del problema	17
E.2.1. Trayectoria de la plataforma	17
E.2.2. Caracterización de la geometría del problema	21
E.2.3. Caracterización de las solicitudes.....	25
E.3. Solución paramétrica del problema.....	29
E.3.1. Referencia y coordenadas.....	29
E.3.2. Aspectos previos asociados al movimiento del sistema.....	29
E.3.3. Obtención paramétrica de las acciones del sistema	32
E.4. Resolución numérica del problema	37
E.4.1. Características de la hoja de cálculo	37
E.4.2. Situación cinemática de estudio.....	38
E.4.3. Parámetros iniciales.....	39
E.4.4. Proceso iterativo.....	41



E.4.5. Malos usos. Características físicas límite.....	51
E.5. Conclusiones. Parámetros de diseño.....	53
E.5.1. Geometría de diseño definitiva.....	53
E.5.2. Solicitaciones de diseño.....	53
F. VIABILIDAD DEL USO DE TRANSMISIÓN DEL MOMENTO POR CHAVETA EN LA TRANSMISIÓN POR CADENA. _____	55
F.1. Datos de partida.....	55
F.2. Unión por chaveta.....	55
F.3. Viabilidad de la chaveta.....	56
G. SOLDADURAS. _____	57
G.1. Montaje de los brazos. Soldadura del perfil central.....	57
G.2. Unión plataforma - perfiles SP-CH-10 y SP-CH-20.	58
G.2.1. Concepción de la unión.....	58
G.2.2. Cálculo de la soldadura.....	58
G.3. Montaje de la plataforma.....	59
H. ANÁLISIS DE LA VARIACIÓN DE LA DISTRIBUCIÓN DE MASAS.	61
H.1. Cdg vehículo original.....	62
H.2. Cdg vehículo reformado.....	62
H.2.1. Cdg del cajón.....	62
H.2.2. Cdg de la plataforma.....	62
H.3. Hipótesis de pérdida de contacto del eje delantero.....	63
I. SIMULACIÓN POR ELEMENTOS FINITOS DEL SISTEMA DE ELEVACIÓN _____	65
I.1. Modelo.....	65
I.2. Condiciones de contorno.	66
I.2.1. Mallado.....	66
I.2.2. Restricciones.....	66
I.2.3. Cargas.....	67
I.3. Resultados.....	68
I.3.1. Resultados configuración inferior.....	68
I.3.2. Resultados configuración superior.....	74



J. PLANOS	77
J.1. Actuaciones independientes en cajón.....	79
J.2. Conjunto.....	81
J.3. Posiciones.....	83
J.4. Plataforma.....	85
J.5. Bases AL.....	87
J.6. BR-B-10.....	89
J.7. BR-B-20.....	91
J.8. BR-AE-10.....	93
J.9. AS-CH-10.....	95
J.10. AS-EJ-10.....	97
J.11. SP-AE-10.....	99
J.12. SP-AE-20.....	101
J.13. Depósito Parte A.....	103
J.14. Depósito Parte B.....	105
J.15. Depósito.....	107
K. CATÁLOGOS	109





B. CARACTERÍSTICAS DEL VEHÍCULO

B.1. FICHA DE INSPECCIÓN TÉCNICA

Marca	RENAULT
Tipo	K
Variante	JKOJB
Número de Bastidor	VF1JKOJB*****
Contraseña Tipo de Homologación	E2*98/14*0265
Clasificación	1000 TURISMO
Denominación Comercial	ESPACE
Tara (kg.)	1870
Peso Máximo Autorizado (MMA) (kg.)	2665
MMA 1º Eje (kg.)	1420
MMA 2º Eje (kg.)	1410
MMR S/F, c/F (kg.)	750/2000
Neumáticos	4-225/55 R17 96H
Nº de Asientos	7
Altura Total (mm.)	1801
Anchura Total (mm.)	1894
Vía Anterior (mm.)	1574



Vía Posterior (mm.)	1556
Longitud Total (mm.)	4661
Voladizo Posterior (mm.)	832
Distancia entre Ejes (mm.)	2804
Motor Marca / Tipo	RENAULT / D/P9X A7
Nº de Cilindros	9
Cilindrada (cm3)	2958
Potencia Fiscal (C.V.F.)	19,80
Potencia Real (kw)	130

Tabla B.1 *Ficha de ITV*

B.2. MEDIDAS DEL VEHÍCULO

Carrocería	Espace
Tipo:	Monovolumen
B	4661
G	1860(1965-2104)
H	1728
A	2803
E	1574
F	1556



K	120
M	1564
M1	1570
M2	1426
N1	1498
N2	1558
N3	1420
P1	940
P2	913
P3	868
Y	1103
Y1	1174
Z	1045

Tabla B.2 *Medidas del vehículo*



C. PLIEGO DE CONDICIONES DEL SISTEMA DE ELEVACIÓN.

El diseño del sistema de elevación, debe satisfacer las condiciones normativas que le sean de aplicación. Asimismo deberá ser compatible con las dimensiones del vehículo reformado para el que se concibe.

C.1. ESPACIO DISPONIBLE EN EL VEHÍCULO

De los completos planos del cajón utilizado para reducir el suelo del vehículo que se han facilitado por el taller encargado de las modificaciones previas, se extrae la información mostrada mediante el esquema adjunto.

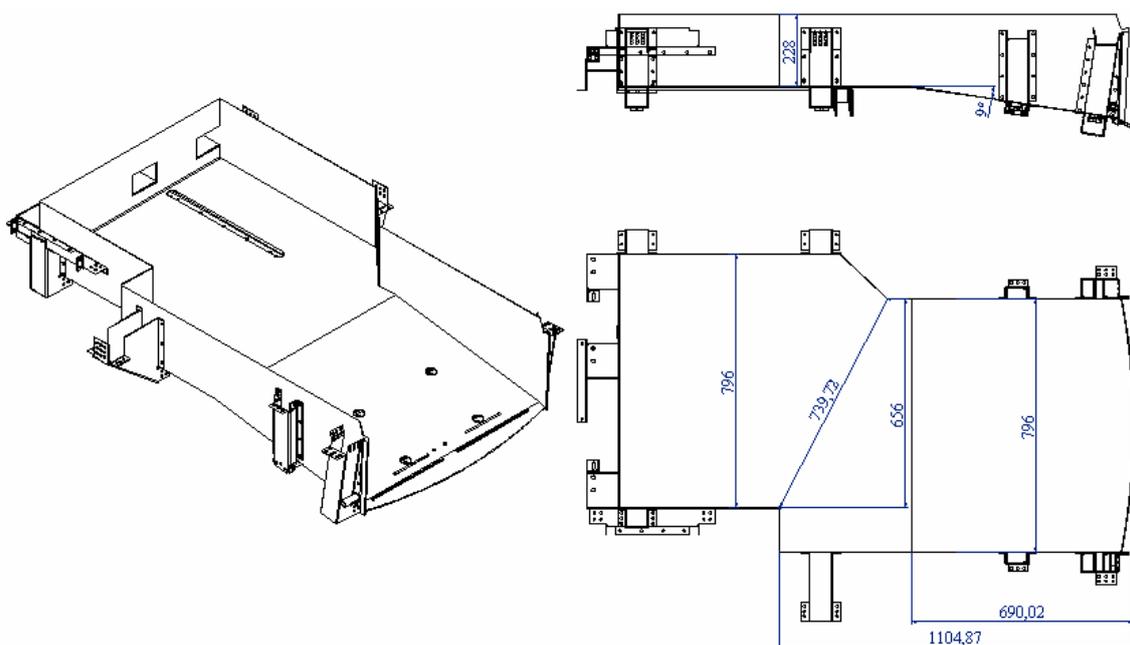


Fig. C.1 Dimensiones principales del cajón preinstalado

El desnivel total a salvar por la plataforma es de 270 mm.

La altura máxima útil para el viajero en su posición final es de 1450 mm. Esta cota ha sido facilitada por el carrocerero.



C.2. NORMATIVA DE APLICACIÓN

Resulta de aplicación la norma española UNE 26494 de Febrero de 2004, “Vehículos de Carretera, Vehículos para el transporte de personas con movilidad reducida, Capacidad igual o menor a nueve plazas, incluido el conductor” y su modificación de Noviembre de 2004.

De la anterior norma, se extraen los siguientes como puntos concretos a incluir en el pliego de condiciones.

Respecto al vehículo,

“En caso de fallo de la alimentación principal, los dispositivos de acceso deben poder volver a su posición de reposo y no deben impedir que el vehículo reinicie su marcha o que la persona quede bloqueada. Si existe un mecanismo de accionamiento de emergencia, la ubicación e instrucciones de funcionamiento deben estar señalizadas de forma inequívoca.”

“La ayuda motorizada debe poder funcionar cuando el conductor la haya desbloqueado y el vehículo esté inmovilizado y con el freno de estacionamiento activado.”

“Las ayudas motorizadas que utilicen energía eléctrica la deben tomar directamente de la batería y deben disponer de su propia instalación paralela e independiente de la del vehículo. Se debe incorporar un indicador de carga que advierta de un nivel bajo de batería que pueda impedir la finalización del ciclo de funcionamiento.”

“El inicio del movimiento de la ayuda motorizada se debe señalar mediante una señal sonora y la activación automática de la señal de emergencia del vehículo (los cuatro indicadores de dirección simultáneamente). La señal de emergencia se debe mantener mientras la ayuda motorizada no se encuentre en su posición de reposo.

Respecto a la plataforma elevadora,

“Debe incorporar en la superficie de rodadura elementos foto-luminiscentes que delimiten su contorno. Cuando la rampa esté en posición de reposo, dichas bandas no deben ser visibles desde la parte exterior trasera del vehículo.”



“Debe disponer (la plataforma elevadora) de un dispositivo de seguridad que, al alcanzar el nivel del piso del vehículo que permite a la persona en silla de ruedas entrar o salir, se pare automáticamente teniendo que volver a accionar el mando para continuar con el ciclo de funcionamiento.”

“Debe tener como mínimo 800 mm de anchura, 1250 mm de longitud y una capacidad mínima de carga de 300 kg. En el transporte privado particular, este requisito tiene carácter de recomendación.”

“El mando de la plataforma debe permitir que su accionamiento lo lleve a cabo tanto la persona sentada en la silla de ruedas como un acompañante.

“El mando se debe concebir de forma que, si de deja de accionarse, la ayuda motorizada debe detenerse inmediatamente y debe ser posible reiniciar el movimiento en cualquier sentido”.

C.3. CARACTERÍSTICAS DEL USUARIO

Se han consultado los catálogos de las principales marcas del mercado de la silla de ruedas con dos objetivos claros; conocer las dimensiones y las masas máximas que se deben esperar del uso normal de la plataforma.

Se muestra una tabla resumen resultante de la recopilación de información de fabricantes varios. Los valores mostrados corresponden a los valores máximos de venta de cada modelo.

	Longitud	Anchura	Peso	Masa máx. posible	Masa total	Masa máx. total
Classic 160	1150	660	15,5	125	90,5	140,5
Easy Max	850	640	10,9	120	75	120
Quickie Ti	-	-	6,8	120	75	120
F40	1040	640	69	120	144	189



Quickie Samba	1040	610	75	120	150	195
Mirage	1040	650	72	120	147	192
Mistral	1050	620	81	120	156	201
Atlas Lite	860	660	15,3	120	90,3	135,3
VALORES EXTREMOS	1150	660	81	120	156	201

Tabla C.2 Características de sillas de ruedas



D. PLIEGO DE CONDICIONES DEL DEPÓSITO DE COMBUSTIBLE

D.1. ESPACIO DISPONIBLE EN VEHÍCULO

Es evidente que el depósito debe ser compatible con el espacio disponible en la zona de bajos del vehículo tras la modificación del rebaje del suelo en la zona trasera. A partir de los planos del rebaje y tomando medidas sobre prototipo.

El espacio disponible se asimila a un volumen de formas rectangulares como el reflejado en el croquis de la Fig D.1 *Espacio disponible para ubicación del depósito*

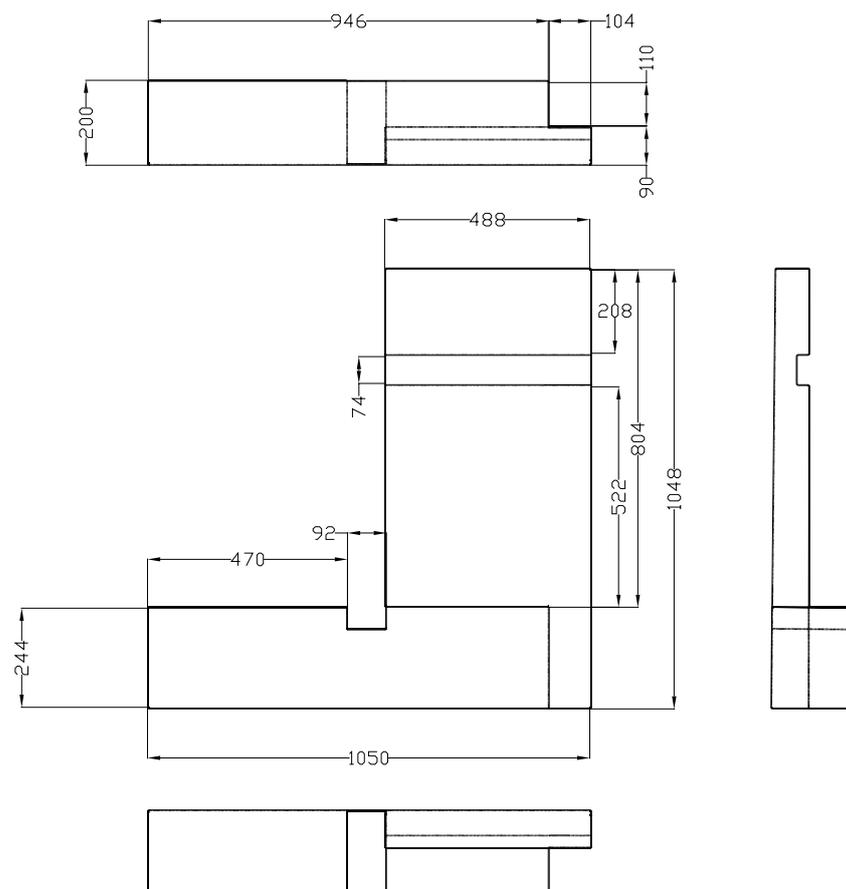


Fig D.1 *Espacio disponible para ubicación del depósito*



D.2. NORMATIVA DE APLICACIÓN

El depósito será acorde a la normativa vigente a efecto de las pertinentes homologaciones y ensayos que fueran necesarios.

Las principales restricciones vienen recogidas en la directiva 70/221/CEE modificada por la directiva 2000/8/CE de 20 de marzo de 2000. En dichas directivas se establecen las especificaciones técnicas que deben cumplir los depósitos de carburante líquido para la obtención de la homologación CE.

Del análisis de dicha directiva, se extraen los siguientes como puntos a tener en cuenta bajo el concepto pliego de condiciones.

Punto 5 “Especificaciones” del Anexo I:

“Los depósitos debe ser resistentes a la corrosión”

“Los depósitos deberán superar, equipados con todos los accesorios que lleven normalmente, los ensayos de hermeticidad realizados de acuerdo con el punto 6.1 a una presión interna relativa equivalente al doble de la presión interna de funcionamiento, que en ningún caso será inferior a 0,3 bar.”

“Todo exceso de presión o presión que exceda la de funcionamiento deberá ser compensado automáticamente mediante los dispositivos adecuados (respiraderos, válvulas de seguridad, etc.)”

“Los depósitos no constituirán una de las superficies, ni estarán situados sobre una de las superficies (suelo, lateral, mamparo) del habitáculo o de cualquier otro compartimiento que forme parte de éste.

“Habrá una separación entre el habitáculo y los depósitos. Ésta podrá incluir huecos (por ejemplo para pasar cables), siempre que no exista la posibilidad de que el carburante pase libremente de los depósitos al habitáculo o a cualquier otro compartimiento que forme parte del mismo en condiciones normales de uso.



“Todo depósito estará firmemente sujeto y colocado de manera que las posibles fugas de carburante del depósito o sus accesorios caigan al suelo y no pasen al habitáculo en condiciones normales de uso”.

“Los depósitos estarán instalados de forma que queden protegidos de los efectos de un impacto frontal o trasero en el vehículo; no deberá haber salientes, bordes afilados, etc., cerca de los depósitos.”

D.3. CARACTERÍSTICAS DEL USUARIO

El cliente solicita que el sistema proyectado sea capaz de dar servicio de la forma más ajustado al componente original del vehículo, manteniendo en la medida de lo posible la autonomía que confieren los 83 l originales del depósito de combustible. Así mismo el cliente el respeto máximo en lo posible a la instalación original del sistema de alimentación de combustible. En cualquier caso, si existiera normativa aplicable más restrictiva, esta prevalecería frente a la indicación del cliente.



E. DETERMINACIÓN DE LA GEOMETRÍA DE PARTIDA Y ESTADO DE SOLICITACIONES DEL SISTEMA DE ELEVACIÓN

E.1. INTRODUCCIÓN

Esta fase inicial de cálculos se realiza con el objetivo de llegar a conocer las reacciones que reciben los diferentes elementos del sistema en sus puntos de enlace bajo unas hipótesis iniciales de carga y movimiento.

El estudio, se ha realizado tratando de buscar resultados fiables a base de dos premisas fundamentales; rigurosidad y flexibilidad. Rigurosos en cuanto a la concepción del problema y el establecimiento de las hipótesis más ajustadas a la realidad, y flexibles en tanto que la utilización de múltiples parámetros geométricos permite comprobar con rapidez como se ve afectado el sistema frente a los cambios en la geometría del mecanismo.

Ha sido fundamental partir de una buena definición del problema y no caer en el error de solucionar los sistemas matemáticos para una u otra combinación de parámetros. De esta manera todas las expresiones finales a las que se ha llegado, son expresiones paramétricas. Resultará por tanto sencillo obtener la solución numérica del problema para diferentes combinaciones geométricas con el fin de compararlas y seleccionar la mejor. Para ello se ha utilizado un completo libro de hojas de cálculo en el que la modificación de los parámetros establecidos arroja automáticamente resultados numéricos y diagramas de gran utilidad para decidir diferentes aspectos asociados al diseño.

E.2. PARAMETRIZACIÓN DEL PROBLEMA

E.2.1. TRAYECTORIA DE LA PLATAFORMA

La plataforma debe recorrer una trayectoria circular. Esta viene impuesta por los brazos.

El movimiento conduce a la plataforma desde su posición a nivel del suelo en el exterior del vehículo hasta su posición final en el interior salvando el obstáculo que representa el cajón, y



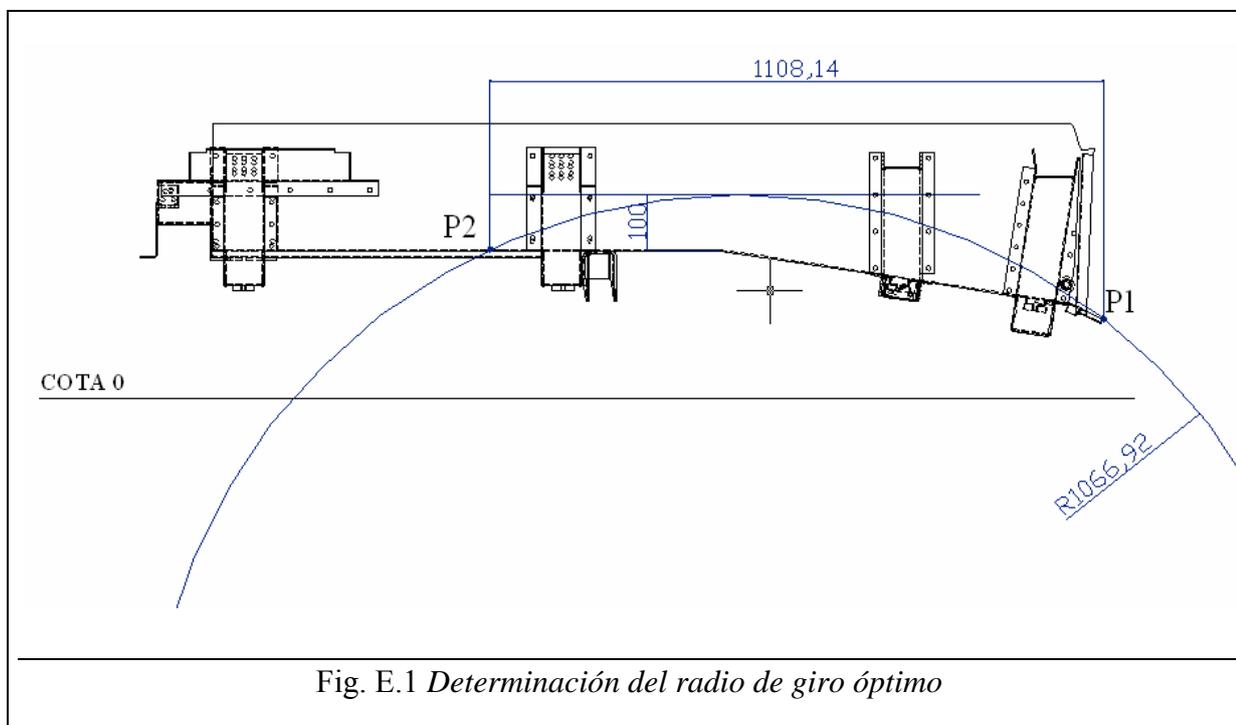
previniendo que el punto mas alto del movimiento la cabeza del usuario no contacte con el techo del vehículo a una altura relativa respecto el suelo del cajón, de 1450 mm.

Dado que se considera que el punto mas alto de la persona usuaria puede estar a 1300 mm, la trayectoria de la plataforma podría llegar a alcanzar una altura relativa respecto al cajón de 150 mm. Para evitar problemas a posteriori y tener un cierto margen de maniobra, se considera que la parte inferior de la plataforma no podrá superar los 100 mm de altura relativa en relación a la zona horizontal del cajón.

En relación con el cajón, evitarlo supone hacer que la trayectoria de la arista inferior delantera de la plataforma no interfiera con él. De esta manera, esta arista será la que se utilizará para determinar la trayectoria.

E.2.1.1. Determinación del radio de giro.

Gráficamente se realiza sobre el plano del cajón instalado en los vehículos, una circunferencia que pase por el punto final deseado (P2), por el punto a sortear del cajón (P1), y sea tangente a la línea paralela al suelo horizontal del cajón a 100 mm.

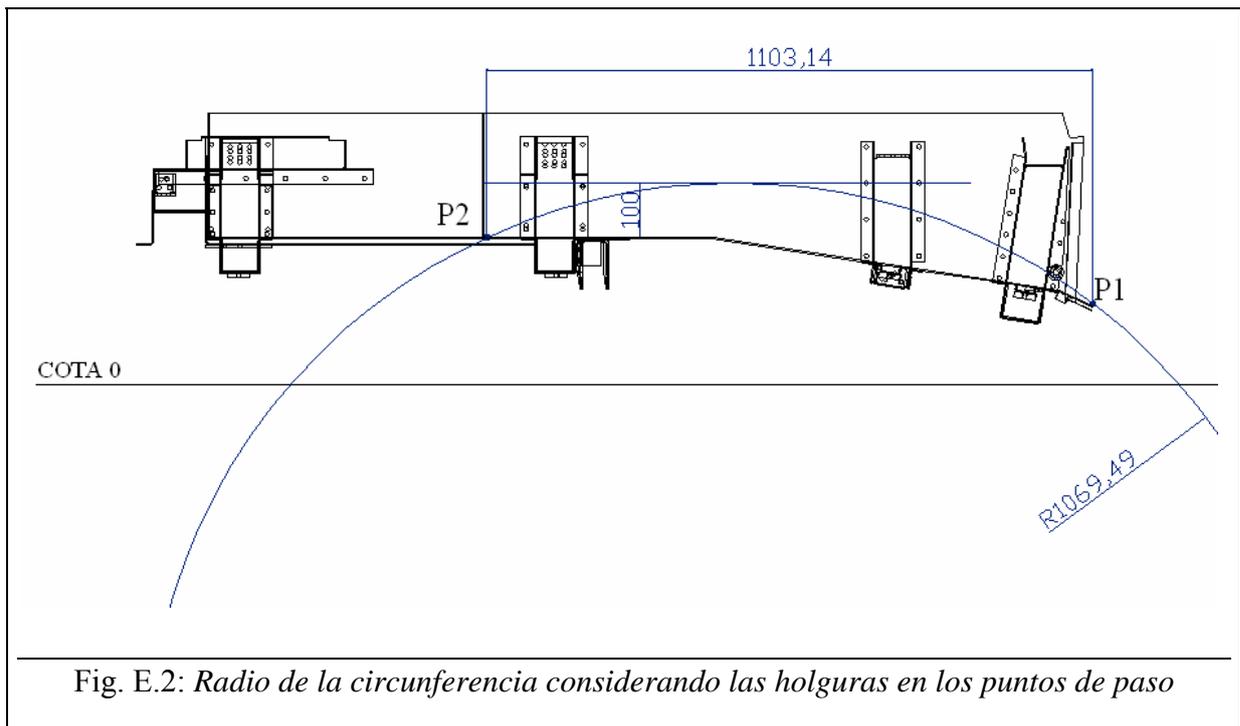


Obsérvese que con esta configuración la longitud de la plataforma resultante estaría entorno a los 1100 mm. (Cota de 1108,14 en la figura)



La circunferencia hallada, de radio 1066,92, representa una situación totalmente idílica e irreal. La realidad obliga a prever unas pequeñas holguras, tanto en la distancia del punto P2 a la chapa como en la distancia del punto de paso real P1 con respecto al punto más externo del cajón si se quiere ser riguroso.

De esta manera obtenemos la situación siguiente, óptima y además factible considerando una holgura de 5 mm para el punto P2 en horizontal, y para el punto P1 en vertical.



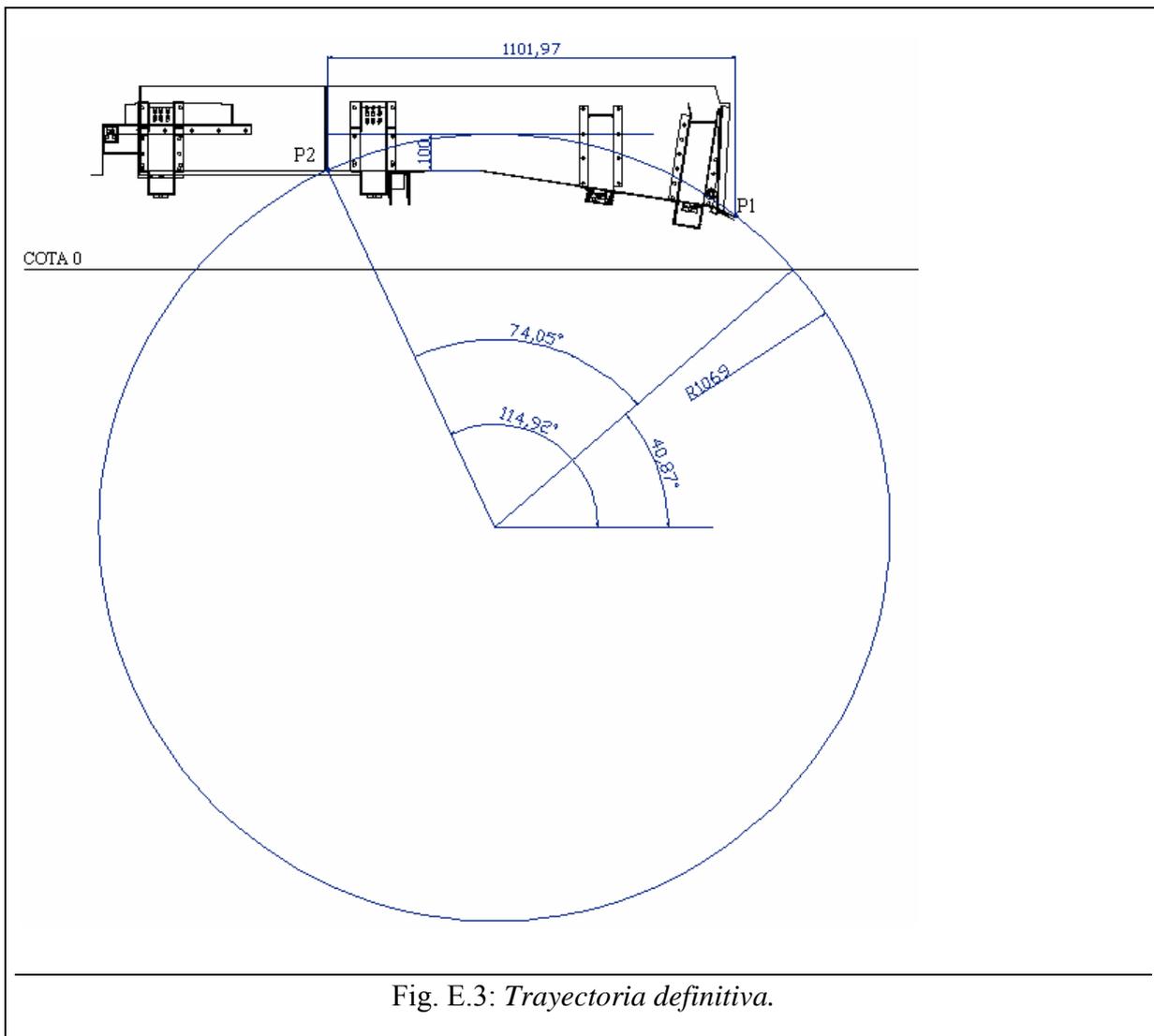
Se observa que el radio requerido es mayor y que la longitud total de la plataforma disminuye (Cota de 1103,14) aunque este valor sea únicamente orientativo.

El radio de giro, que será por ende el radio de los brazos, se fija en 1069 mm. El centro de esta trayectoria es el centro de la circunferencia del esquema, de 1069,49 mm de radio. Es posible realizar este pequeño redondeo en el radio de giro utilizando el mismo centro de la trayectoria gracias a las holguras tomadas con anterioridad.

E.2.1.2. Ángulo barrido y puntos extremos.

Unas sencillas operaciones gráficas plasmadas en la siguiente figura, muestran los datos que restan para determinar unívocamente la trayectoria del sistema. De esta manera, y aplicando el radio determinado, 1069 mm, se tiene lo siguiente.



Fig. E.3: *Trayectoria definitiva.*

E.2.1.3. Características definitivas de la trayectoria.

Definitivamente, se tiene:

Longitud de los brazos (entre articulaciones): 1069 mm

Ángulo inicial, posición inferior: 40,87°

Ángulo barrido: 74,05°

Ángulo final, posición superior: 114,92°



E.2.2. CARACTERIZACIÓN DE LA GEOMETRÍA DEL PROBLEMA

En esta primera fase se considera que el sistema está formado por un conjunto de sólidos rígidos. Los elementos mecánicos de enlace serán seleccionados mas adelante y no se consideran en el presente anexo. Quedan excluidos rodamientos, cojinetes, ejes, transmisiones...

Los sólidos rígidos contemplados son los siguientes:

- Plataforma (SP): Entenderemos por plataforma, el sistema encargado de sustentar y trasladar al usuario. No se atiende a la geometría y únicamente resultan de interés los puntos que la unen con los brazos y el tipo de unión.
- Brazos (BR): Elementos de enlace entre el vehículo Renault Espace y la plataforma. Articulados en sus dos extremos serán lo encargados de imponer el movimiento circular al sistema. Se designan cuando sea menester tratarlos con independencia como BA y BB
- Actuador lineal (AL): Elementos que repercutiendo sobre cada brazo, posibilitan el movimiento del sistema.
- Cajón / Vehículo: El cajón preinstalado en el vehículo, es el encargado de sustentar el sistema de elevación.



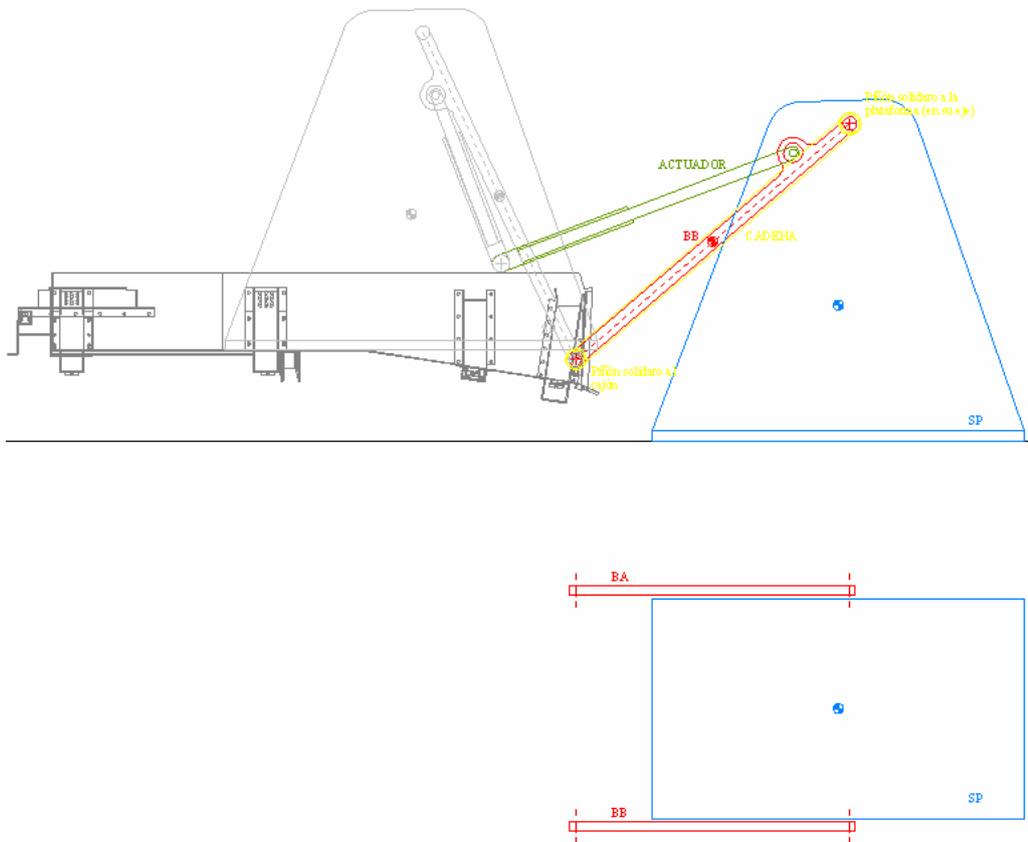


Fig. E.4: *Representación esquemática de los sólidos rígidos considerados*

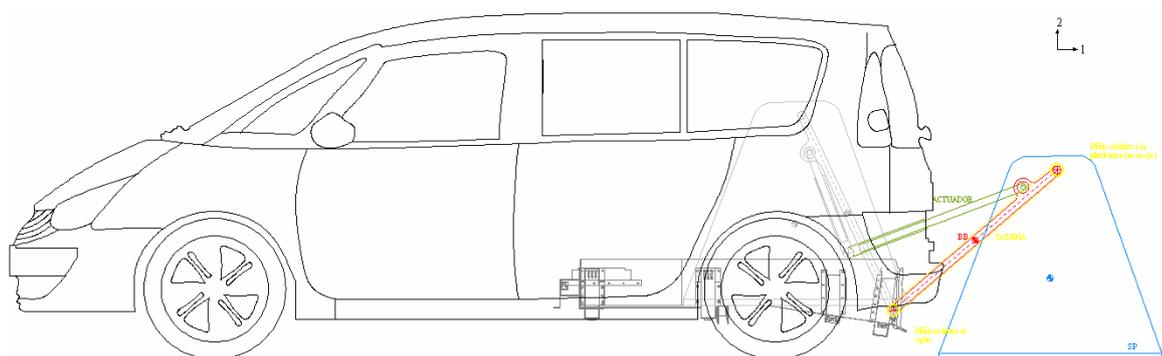


Fig. E.5: *Representación del sistema en el entorno del vehículo*

Para poder trabajar matemáticamente el sistema representado en las anteriores figuras, se definen los parámetros definidos a continuación.



O	Extremo inferior de los brazos, punto de contacto entre éstos y el vehículo.
P	Extremo superior de los brazos, punto de contacto entre éstos y la plataforma.
l_0	Longitud de los brazos
l_2	Proyección horizontal de la distancia entre el centro de masas de la plataforma con un usuario encima y el punto P.*
l_3	Proyección vertical de la distancia entre el centro de masas de la plataforma con un usuario encima y el punto P.*
l_4	Distancia entre el plano medio de la plataforma (en el que se ubica el centro de masas de ésta) y el eje del brazo A.
l_5	Distancia entre el plano medio de la plataforma (en el que se ubica el centro de masas de ésta) y el eje del brazo B.
l_6	Proyección vertical de la distancia entre el extremo inferior del actuador lineal y el punto O.*
l_8	Proyección horizontal de la distancia entre el extremo del actuador lineal en contacto con el vehículo y el punto O.*
l_9	Distancia entre el punto O y el centro de masas del brazo.
l_{10}	Distancia entre el punto O y el extremo del actuador lineal en contacto con el brazo.
x	Longitud instantánea del actuador lineal.
<input type="checkbox"/>	Ángulo absoluto del eje del brazo en cada instante.
<input type="checkbox"/>	Ángulo formado por el eje del brazo y la línea imaginaria que une el punto O con el extremo del actuador lineal en contacto con el brazo.
<input type="checkbox"/>	Ángulo absoluto del eje del actuador lineal en cada instante.



* Estas distancias se considerarán positivas a efectos de su utilización en los cálculos posteriores siempre que la posición relativa entre los elementos que relacionan sea análoga a la mostrada por la figura. En caso contrario, la distancia será introducida en las ecuaciones del sistema con signo negativo.

Incorporando estos parámetros a los esquemas del sistema se tiene la siguiente figura.

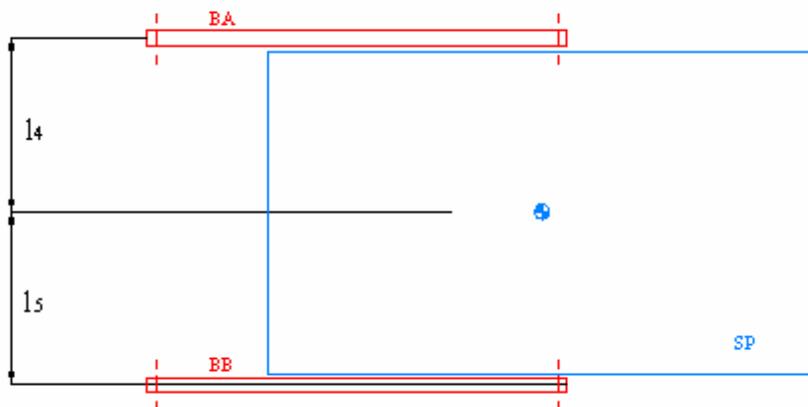
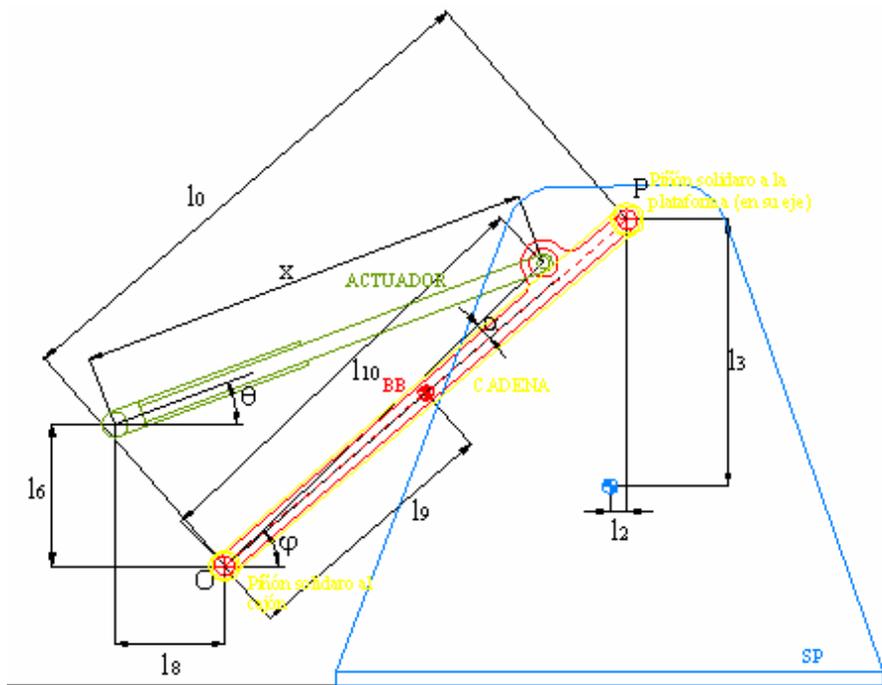


Fig. E.6: Esquema de la parametrización geométrica del problema



E.2.3. CARACTERIZACIÓN DE LAS SOLICITACIONES

Del mismo modo que se ha parametrizado la geometría del sistema, a continuación, se muestran los esquemas que muestran las acciones y reacciones que definen el mecanismo y cuya obtención constituye uno de los objetivos primordiales de este anexo.

E.2.3.1. Acciones sobre la plataforma.

Se considera que sobre la plataforma actuarán los brazos, la masa de la persona usuaria y la transmisión por cadena.

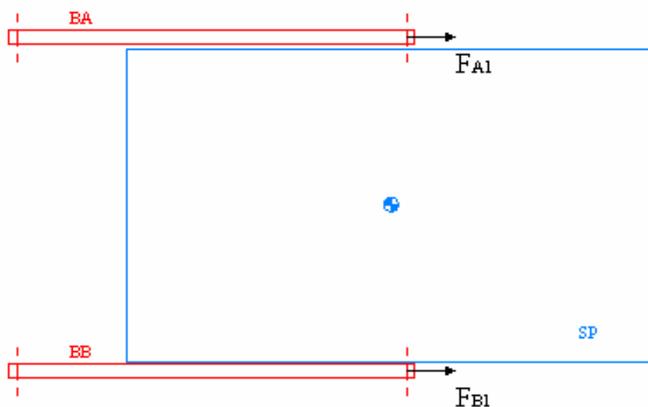
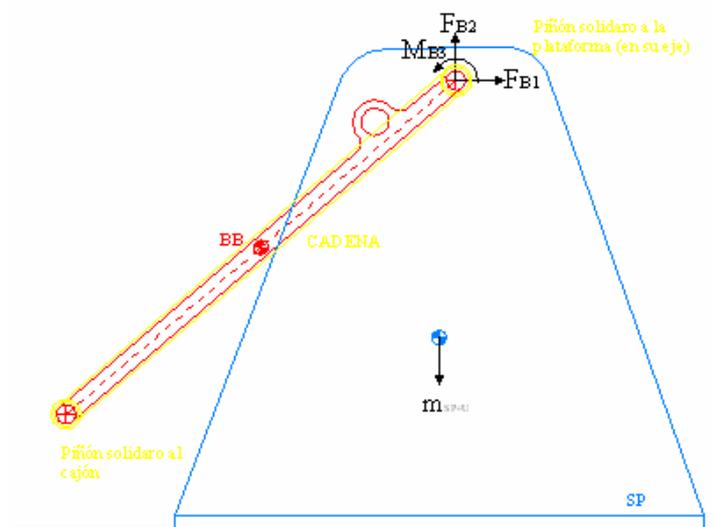


Fig. E.7



E.2.3.2. Acciones sobre los brazos

En el caso de los brazos, reciben la acción de su respectivo actuador, del vehículo que los sustenta y de la plataforma.

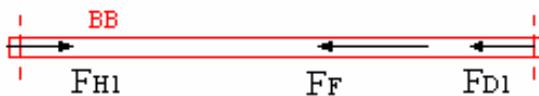
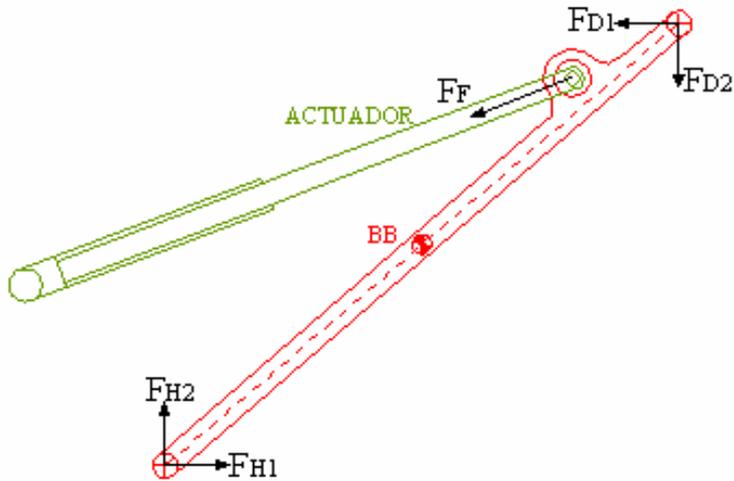


Fig. E.8: Acciones sobre los brazos



E.2.3.3. Transmisión por cadena

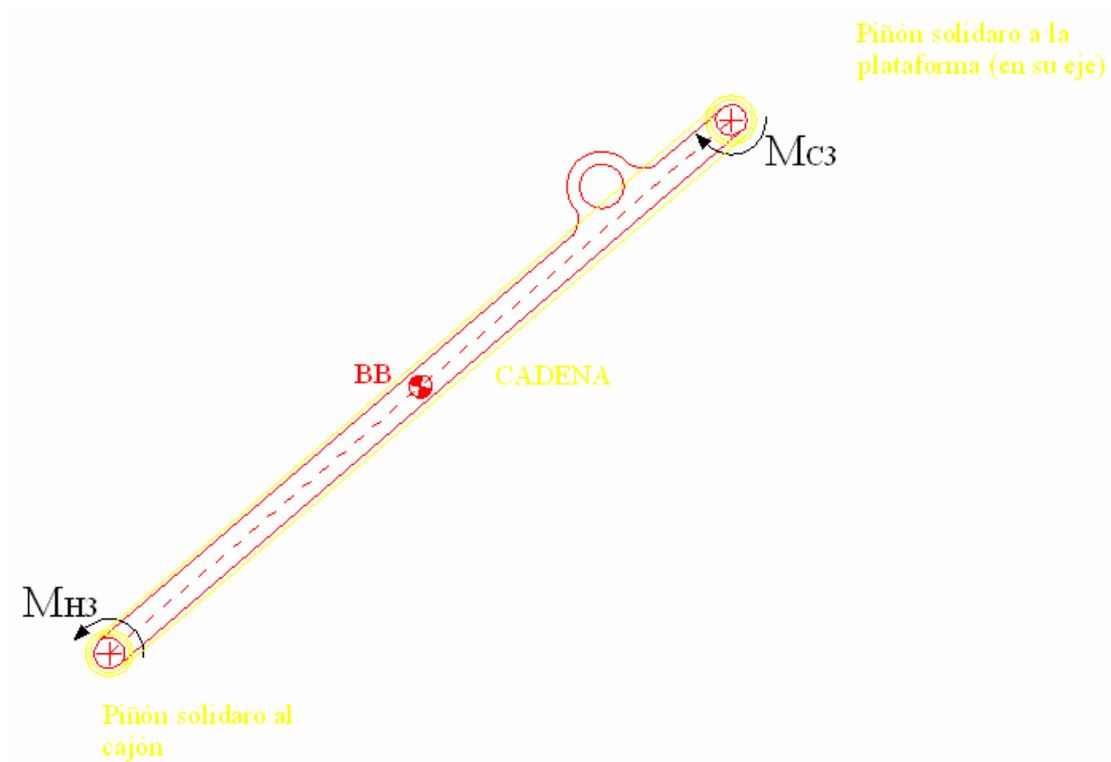


Fig. E.9: Caracterización de la transmisión por cadena

E.2.3.4. Cajón

Resulta importante conocer como afectará el sistema diseñado a los elementos sobre los que se instale. Para ello, se caracterizan las acciones que recibe del sistema de elevación el cajón.



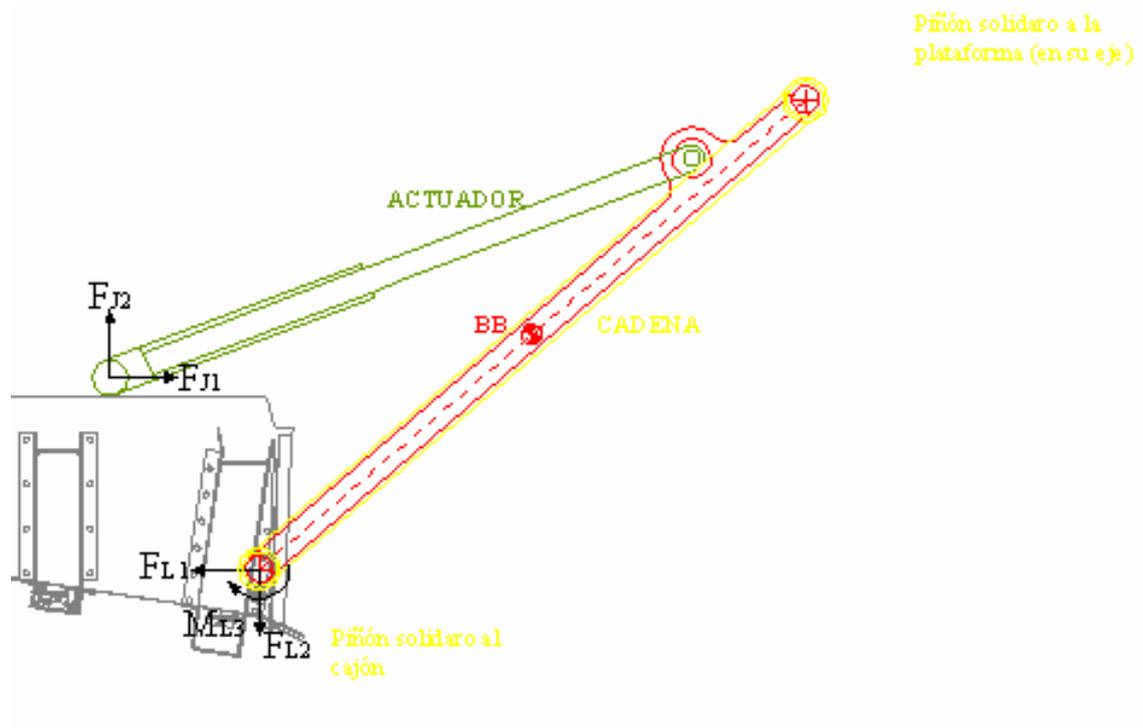


Fig. E.10: Caracterización de las acciones sobre el cajón preinstalado



E.3. SOLUCIÓN PARAMÉTRICA DEL PROBLEMA

E.3.1. REFERENCIA Y COORDENADAS

Durante el proceso analítico que sigue se trabaja con la base fija ortonormal y directa indicada en las figuras anteriores como 1-2 (ver Fig. E.5) y cuyo tercer eje está en el plano perpendicular. El origen de coordenadas es el punto O, muy adecuado al tratarse de un punto fijo.

E.3.2. ASPECTOS PREVIOS ASOCIADOS AL MOVIMIENTO DEL SISTEMA.

E.3.2.1. Carrera del actuador lineal.

Aplicando el teorema de Pitágoras (Fig. E.6) es inmediata la obtención de x, longitud total del actuador.

$$x = \sqrt{(l_8 + l_{10} \cdot \cos(\varphi + \alpha))^2 + (l_{10} \cdot \sin(\varphi + \alpha) - l_6)^2} \quad (\text{Ec. E.1})$$

Al incluir x la longitud total del actuador en cada momento, la obtención de la carrera, determinante para seleccionar uno u otro actuador, se obtendrá al restar $x_{\text{máx}} - x_{\text{mín}}$.

E.3.2.2. Velocidad angular de los brazos.

La velocidad angular de los brazos vendrá determinada en última instancia por el movimiento del actuador, x, x'.

Se eleva la expresión de x a la segunda potencia, se deriva respecto del tiempo, y dado que x' es un dato facilitado por el fabricante del actuador, se obtiene la expresión de la velocidad angular φ' .

$$x^2 = (l_8 + l_{10} \cdot \cos(\varphi + \alpha))^2 + (l_{10} \cdot \sin(\varphi + \alpha) - l_6)^2 \quad (\text{Ec.E.2})$$

$$2 \cdot x \cdot x' = -2 \cdot l_{10} \cdot (l_8 + l_{10} \cdot \cos(\varphi + \alpha)) \cdot \sin(\varphi + \alpha) \cdot \varphi' + 2 \cdot l_{10} \cdot \cos(\varphi + \alpha) \cdot (l_{10} \cdot \sin(\varphi + \alpha) - l_6) \cdot \varphi' \quad (\text{Ec.E.3})$$

$$\varphi' = \frac{x \cdot x'}{-l_{10} \cdot (l_8 + l_{10} \cdot \cos(\varphi + \alpha)) \cdot \sin(\varphi + \alpha) + l_{10} \cdot \cos(\varphi + \alpha) \cdot (l_{10} \cdot \sin(\varphi + \alpha) - l_6)} \quad (\text{Ec.E.4})$$



E.3.2.3. Aceleración angular de los brazos.

Partiendo de la expresión anterior, derivando temporalmente se obtiene la expresión paramétrica de φ' .

$$\varphi' = \frac{(x^2 + x \cdot x')G - x \cdot x(l_{10} \cdot \varphi'(-\cos(\varphi + \alpha)(l_8 + l_{10} \cdot \cos(\varphi + \alpha)) + l_{10} \cdot \sin^2(\varphi + \alpha) + \sin(\varphi + \alpha)(l_{10} \cdot \sin(\varphi + \alpha) - l_6) + l_{10} \cdot \cos^2(\varphi + \alpha)))}{G^2}$$

(Ec.E.5)

$$G = -l_{10} \cdot (l_8 + l_{10} \cdot \cos(\varphi + \alpha)) \sin(\varphi + \alpha) + l_{10} \cdot \cos(\varphi + \alpha) (l_{10} \cdot \sin(\varphi + \alpha) - l_6)$$

(Ec.E.6)

E.3.2.4. Velocidad lineal del actuador lineal, x' .

Respecto a la velocidad del actuador lineal, en esta fase previa se considerara constante y de valor entorno a 0,01 m/s.

E.3.2.5. Posición angular del actuador lineal.

Aplicando conceptos trigonométricos se tiene la expresión del ángulo θ .

$$\theta = \arctg \frac{l_{10} \cdot \sin(\varphi + \alpha) - l_6}{l_8 + l_{10} \cdot \cos(\varphi + \alpha)}$$

(Ec.E.7)

E.3.2.6. Aceleración del centro de gravedad de la plataforma.

Nótese que se da por hecha la trayectoria circular del centro de masas de la plataforma lo que implica asumir que el movimiento de ésta es horizontal.

$$\overrightarrow{OG_{SP}} = \overrightarrow{OP} + \overrightarrow{PG_{SP}}$$

(Ec.E.8)

$$\overrightarrow{OG_{SP}} = \begin{Bmatrix} l_0 \cdot \cos(\varphi) \\ l_0 \cdot \sin(\varphi) \\ 0 \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} -l_2 \\ -l_3 \\ l_4 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} l_0 \cdot \cos(\varphi) - l_2 \\ l_0 \cdot \sin(\varphi) - l_3 \\ l_4 \end{Bmatrix}$$

(Ec.E.9)



$$v(G_{SP}) = \frac{d}{dt}(\overrightarrow{OG_{SP}}) \quad (\text{Ec.E.10})$$

$$v(G_{SP}) = \begin{Bmatrix} -l_0 \cdot \sin(\varphi) \cdot \varphi' \\ l_0 \cdot \cos(\varphi) \cdot \varphi' \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (\text{Ec.E.11})$$

$$a(G_{SP}) = \frac{d}{dt}(v(G_{SP})) \quad (\text{Ec.E.12})$$

$$a(G_{SP}) = \begin{Bmatrix} -l_0 [\varphi'^2 \cdot \cos(\varphi) + \varphi'' \sin(\varphi)] \\ -l_0 [\varphi'^2 \cdot \sin(\varphi) - \varphi'' \cos(\varphi)] \\ 0 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} D \\ E \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (\text{Ec.E.13})$$

De ahora en adelante, tal y como refleja la última ecuación hallada, se hará referencia a los términos de la aceleración de G_{SP} como D y E para simplificar la escritura.

E.3.2.7. Aceleración del centro de gravedad de los brazos.

Dado que los dos brazos tienen idénticas características geométricas, el cálculo de la aceleración de su centro de gravedad es común para ambos.

$$\overrightarrow{OG_{BR}} = \begin{Bmatrix} l_9 \cdot \cos(\varphi) \\ l_9 \cdot \sin(\varphi) \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (\text{Ec.E.14})$$

$$v(G_{BR}) = \frac{d}{dt}(\overrightarrow{OG_{BR}}) \quad (\text{Ec.E.15})$$

$$v(G_{BR}) = \begin{Bmatrix} -l_9 \cdot \sin(\varphi) \cdot \varphi' \\ l_9 \cdot \cos(\varphi) \cdot \varphi' \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (\text{Ec.E.16})$$

$$a(G_{BR}) = \frac{d}{dt}(v(G_{BR})) \quad (\text{Ec.E.17})$$



$$a(G_{BR}) = \begin{Bmatrix} -l_9[\varphi'^2 \cdot \cos(\varphi) + \varphi'' \sin(\varphi)] \\ -l_9[\varphi'^2 \cdot \sin(\varphi) - \varphi'' \cos(\varphi)] \\ 0 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} H \\ I \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (\text{Ec.E.18})$$

Siguiendo con el criterio de simplificar expresiones posteriores, se han definido las componentes no nulas de la aceleración como H e I.

E.3.3. OBTENCIÓN PARAMÉTRICA DE LAS ACCIONES DEL SISTEMA

E.3.3.1. Acciones sobre la plataforma

De la aplicación del Teorema de la Cantidad de Movimiento a la plataforma se obtiene el siguiente sistema de ecuaciones. Nótese que la masa considerada es la de la plataforma (SP) mas la del posible usuario (U).

$$\begin{Bmatrix} F_{A1} + F_{B1} \\ F_{A2} + F_{B2} - m_{SP+U} \cdot g \\ 0 \end{Bmatrix} = m_{SP+U} \cdot \begin{Bmatrix} D \\ E \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (\text{Ec.E.19})$$

El Teorema del Momento Cinético en G_{SP} permite escribir:

$$\begin{Bmatrix} F_{A2} \cdot l_4 - F_{B2} \cdot l_5 \\ F_{B1} \cdot l_5 - F_{A1} \cdot l_4 \\ -F_{B1} \cdot l_3 + F_{B2} \cdot l_2 + M_{B3} - F_{A1} \cdot l_3 + F_{A2} \cdot l_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (\text{Ec.E.20})$$

Dado que pese a haberlas definido con nombres diferentes, l_4 y l_5 tienen igual valor, es inmediato observar que $F_{A1} = F_{B1}$ y $F_{A2} = F_{B2}$.

De esta manera,

$$F_{B1} = F_{A1} = \frac{D \cdot m_{SP+U}}{2} \quad (\text{Ec.E.21})$$

$$F_{B2} = F_{A2} = \frac{E \cdot m_{SP+U} + m_{SP+U} \cdot g}{2} \quad (\text{Ec.E.22})$$

$$M_{B3} = D \cdot m_{SP+U} \cdot l_3 - (E + g) \cdot m_{SP+U} \cdot l_2 \quad (\text{Ec.E.23})$$



E.3.3.2. Acciones sobre los brazos

Los cálculos precisos que se abordaran en este apartado, se realizan para el brazo B. Obviamente, los resultados al tratarse de un sistema simétrico a los efectos de este apartado serán también de aplicación para el brazo A.

Dado que los brazos, a diferencia de la plataforma, tienen una velocidad angular, se hace necesario un paso previo a la aplicación del teorema del momento cinético que resulta indispensable para la aplicación de éste. Se trata de obtener una estimación del tensor de inercia de los brazos.

$$\begin{Bmatrix} I_{11} & I_{12} & I_{13} \\ I_{21} & I_{22} & I_{23} \\ I_{31} & I_{32} & I_{33} \end{Bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ \varphi' \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} I_{13} \cdot \varphi' \\ I_{23} \cdot \varphi' \\ I_{33} \cdot \varphi' \end{Bmatrix} \quad (\text{Ec.E.24})$$

Es importante tener presente para la estimación de I_{33} de los ejes en los que se trabaja. Los ejes de la base 1,2,3 no son los ejes naturales, en los que resulta fácil obtener el tensor de inercia.

Para obtener el momento de inercia es necesario conocer la sección del brazo. Se realiza una hipótesis al respecto. Se supone que el brazo este formado por un perfil rectangular así:

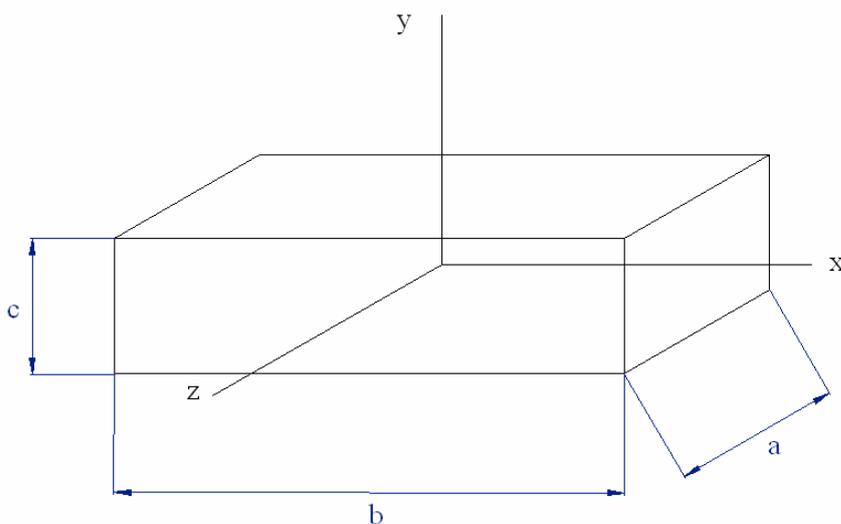


Fig. E.11: Hipótesis de cálculo paa la sección de los brazos



En una sección de este tipo, se conoce la expresión siguiente y además I_{13} , I_{23} tienen valor nulo.

$$I_{zz} = \frac{1}{12} \cdot m \cdot (b^2 + c^2) \quad (\text{Ec.E.25})$$

Al ser esta la única componente no nula, no se requiere realizar ningún cambio de base, pues precisamente el eje Z de la figura, (3 según nomenclatura de este proyecto) se conservaría al efectuar dicho cambio.

En el caso del brazo que nos ocupa, supondremos por ejemplo una sección con las dimensiones siguientes y con una masa de 10 kg.

a	20 mm
b	40 mm
c	1069 mm

De esta manera, con los datos iniciales, se tiene,

$$I_{33} = \frac{1}{12} \cdot m_{BR} \cdot (b^2 + c^2) \quad (\text{Ec.E.26})$$

Téngase en cuenta, que en caso de ser necesario, este valor se podría recalcular con facilidad a posteriori con los datos reales del brazo.

Con todas estas operaciones previas realizadas, es momento de aplicar el teorema de la cantidad de movimiento.

$$\left\{ \begin{array}{l} F_{H1} - F_F \cos(\theta) - F_{D1} \\ F_{H2} - F_F \sin(\theta) - F_{D2} - m_{BB} \cdot g \\ 0 \end{array} \right\} = m_{BB} \cdot \left\{ \begin{array}{l} H \\ I \\ 0 \end{array} \right\} \quad (\text{Ec.E.27})$$

A continuación, se aplica el teorema del momento cinético en el centro de masas del brazo.



$$\begin{cases} 0 \\ 0 \\ F_{D1} \cdot (l_0 - l_9) \cdot \sin(\varphi) - F_{D2} \cdot (l_0 - l_9) \cdot \cos(\varphi) + F_{H1} \cdot l_9 \cdot \sin(\varphi) - F_{H2} \cdot l_9 \cdot \cos(\varphi) + F_F \cdot \cos(\theta) [l_{10} \cdot \sin(\varphi + \alpha) - l_9 \cdot \sin(\varphi)] - F_F \cdot \sin(\theta) [l_{10} \cdot \cos(\varphi + \alpha) - l_9 \cdot \cos(\varphi)] \end{cases} = \begin{cases} 0 \\ 0 \\ I_{33} \cdot \varphi' \end{cases}$$

(Ec.E.28)

Al margen de esto, se tienen las relaciones siguientes,

$$\begin{aligned} F_{D1} &= F_{B1} \\ F_{D2} &= F_{B2} \end{aligned}$$

(Ec.E.29)

Resolviendo el sistema formado por las anteriores ecuaciones, llegamos a las expresiones finales.

$$F_{H1} = m_{BB} \cdot H + F_{B1} + F_F \cdot \cos(\theta)$$

(Ec.E.30)

$$F_{H2} = m_{BB} \cdot I + F_{B2} + m_{BB} \cdot g + F_F \cdot \sin(\theta)$$

(Ec.E.31)

$$F_F = \frac{I_{33} \cdot \varphi' - (l_0 - l_9) [F_{B1} \cdot \sin(\varphi) - F_{B2} \cdot \cos(\varphi)] - l_9 \cdot \sin(\varphi) (m_{BB} \cdot H + F_{B1}) + l_9 \cdot \cos(\varphi) (m_{BB} \cdot I + F_{B2} + m \cdot g)}{\cos(\theta) [l_{10} \cdot \sin(\varphi + \alpha)] - \sin(\theta) [l_{10} \cdot \cos(\varphi + \alpha)]}$$

(Ec.E.32)

Expresiones ciertas siempre que $l_{10} \cdot \cos(\alpha) > l_9$.

E.3.3.3. Transmisión por cadena

La transmisión pensada para garantizar en todo momento la horizontalidad del sistema mecánico cobrará importancia en posteriores fases en las que será dimensionada. A efectos de cálculo, el momento que dicha transmisión deberá transmitir se deduce directamente de los cálculos realizados en el apartado E.3.3.1. De esta manera,

$$\begin{aligned} M_{D3} &= -M_{B3} \\ M_{H3} &= M_{B3} \end{aligned}$$

(Ec.E.33)

E.3.3.4. Esfuerzos transmitidos al cajón.



Se caracterizan en base a los datos disponibles, los esfuerzos transmitidos al cajón instalado en el vehículo, con el fin de poder valorar en fases posteriores la conveniencia de colocar refuerzos o no para evitar rasgaduras.

Aunque en este apartado se van a mostrar explícitamente, en los anteriores, ya han sido realizados la mayor parte de los cálculos necesarios para caracterizar la totalidad esfuerzos a que se someterá el cajón.

Respecto a la transmisión de esfuerzos de cada actuador lineal al cajón, se ha de notar que un cálculo preciso requiriere de cálculos complejos análogos a los realizados para el caso de las reacciones recibidas por los brazos. Dado que el objetivo de estos cálculos es únicamente conocer como afecta al cajón la actividad de los actuadores, se ha considerado innecesario realizar este cálculo preciso, y se ha optado por una simplificación consistente en considerar negligible la masa del actuador. De esta manera el cajón recibirá del actuador una fuerza igual en módulo, dirección y sentido a la que realiza el propio actuador sobre el brazo.

A continuación se dan explícitamente las expresiones de los esfuerzos recibidos por el cajón que habían sido considerados en la fase inicial de este anexo. Dichas expresiones relacionan los esfuerzos sobre el cajón con esfuerzos hallados en este anexo.

$$F_{I1} = -F_E \cdot \cos(\theta) \quad (\text{Ec.E.34})$$

$$F_{I2} = -F_E \cdot \text{sen}(\theta) \quad (\text{Ec.E.35})$$

$$F_{J1} = -F_F \cdot \cos(\theta) \quad (\text{Ec.E.36})$$

$$F_{J2} = -F_F \cdot \text{sen}(\theta) \quad (\text{Ec.E.37})$$

$$F_{K1} = -F_{G1} \quad (\text{Ec.E.38})$$

$$F_{K2} = -F_{G2} \quad (\text{Ec.E.39})$$

$$F_{L1} = -F_{H1} \quad (\text{Ec.E.40})$$

$$F_{L2} = -F_{H2} \quad (\text{Ec.E.41})$$



$$M_{L3} = -M_{H3} \quad (\text{Ec.E.42})$$

E.4. RESOLUCIÓN NUMÉRICA DEL PROBLEMA

Las ecuaciones obtenidas juntamente con las hipótesis realizadas, constituyen elementos suficientes para la obtención de valores comparables y útiles para descartar una solución frente a otra.

Quedarán totalmente definidas las dimensiones y solicitaciones del sistema de elevación a partir de las que se acometerá el posterior proceso de diseño. Asimismo, quedará establecido el modelo de actuador lineal a instalar en el sistema.

Todos estos resultados numéricos serán obtenidos mediante la utilización de una hoja de cálculo diseñada específicamente para este sistema de elevación.

E.4.1. CARACTERÍSTICAS DE LA HOJA DE CÁLCULO

En lo que respecta al establecimiento de la geometría definitiva y las solicitaciones resultantes, la hoja de cálculo utilizada, da las soluciones para las ecuaciones propuestas en los apartados previos para todas las posiciones de los brazos.

El rango entre los $41,87^\circ$ y los $114,92^\circ$ que recorrerán los brazos se ha discretizado con 365 posiciones de estudio distribuidas uniformemente a intervalos de $0,2^\circ$ entre los ángulos 42 y $114,8$ mas las posiciones inicial y final. En definitiva son 367 puntos de estudio.

Asimismo, se ha previsto la representación gráfica de la evolución en función del ángulo φ de aquellos valores considerados útiles para extraer conclusiones. Adicionalmente, se han introducido los datos de los actuadores disponibles y se ha automatizado su selección, de modo que la propia hoja de cálculo indica para cada actuador su aptitud o inaptitud (OK / NOK) en función de la solicitación y el espacio disponible.

Operando de esta manera, se ha conseguido, sin la necesidad de utilizar un software especialmente complejo en si mismo, obtener diagramas y valores suficientemente representativos y por supuesto precisos, para todo el espectro de posiciones a estudiar.



Una de las características más importantes a nivel teórico que se ha de comentar llegados a este punto, incumbe a la aceleración lineal de los actuadores. Este parámetro está previsto en la hoja de cálculo y en las expresiones mostradas en este texto, pero a falta de más información, se ha considerado que su valor es permanentemente nulo. Se considera que esta aproximación es en primer momento aceptable dado que la velocidad a la que los actuadores se moverán es muy pequeña y la mayor parte del trayecto de subida y bajada se realizará a velocidad constante.

E.4.2. SITUACIÓN CINEMÁTICA DE ESTUDIO.

E.4.2.1. Ciclo de trabajo del sistema

Para abordar con corrección la selección y diseño de los elementos necesarios para completar el sistema de elevación, es imprescindible describir el ciclo de funcionamiento normal del mecanismo.

La siguiente tabla muestra el ciclo normal de funcionamiento del sistema.

	Etapa	Cargas a considerar.
I	Descenso en vacío	Masa de la plataforma.
II	Ascenso con la persona usuaria	Masa de la plataforma y la persona (con la silla incluida)
III	Descenso con la persona usuaria	Masa de la plataforma y la persona (con la silla incluida)
IV	Ascenso en vacío	Masa de la plataforma.

Las etapas II y III se corresponden con los cálculos efectuados en este para la determinación de los parámetros geométricos de diseño y de los requisitos mínimos del actuador lineal. Respecto a las etapas I y IV, es necesario recurrir a las ecuaciones parametrizadas del sistema y aplicar la masa de la plataforma sin usuari. De esta manera, el parámetro a cambiar, m_{SI+U} , queda fijado para las etapas I y IV en 125 kg.



E.4.2.2. Situación más desfavorable

Se presenta la duda sobre la conveniencia de estudiar el sistema en sus sucesivas posiciones de equilibrio ($\varphi'=0$), entrando al vehículo ($\varphi'<0$) o saliendo de él ($\varphi'>0$).

Téngase bien presente el diagrama que muestra las acciones que recibe cada uno de los dos brazos. (Fig. E.8)

Será apropiado realizar todos los cálculos para el movimiento ascendente, lo que supone una velocidad lineal del actuador negativa (x'). En esta situación predomina el trabajo de los actuadores contra los efectos de la gravedad.

E.4.3. PARÁMETROS INICIALES.

A continuación se muestra una tabla con los diferentes parámetros y elementos que intervienen en el diseño del sistema de elevación. Estas variables pueden estar limitadas por el pliego de condiciones, pueden ser libres o pueden depender de la solución final y por tanto necesitan una aproximación inicial cercana a su valor esperado. La tabla especifica el margen que ofrece cada parámetro o la característica a tener en cuenta a la hora de elegirlo.

	Hipótesis inicial.	Situación, característica.
m_{SP+U}	400 kg	Estimación. Con un diseño definitivo, se podría sustituir por el valor real de utilización. Incluye el peso propio de la plataforma.
m_{AL}	Negligible.	Hipótesis.
m_{BR}	10 kg	Estimación. Con un diseño definitivo, se podría sustituir por el valor real.
b	40 mm	b y c intervienen en el cálculo del momento de inercia de los brazos. Cuando se tenga un diseño definitivo, dicho momento de inercia se conocerá sea cual sea el perfil seleccionado sin necesidad de utilizar b y c y podría cambiarse directamente.
c	I_0	



x'	- 0,01 m/s	Estimación. Valor que variará en función del actuador y la sollicitación a que éste se vea sometido en cada momento. Se supone negativo para estudiar el caso mas desfavorable, ascenso de la plataforma.
l_0	1069 mm	Valor determinado como óptimo en apartados anteriores.
l_2	35 mm	Estimación de la posición del centro de masas de la plataforma con el usuario. Podrá utilizarse el valor real una vez obtenido a través del diseño definitivo.
l_3	550 mm	
l_4, l_5	375 mm	Estimación. Bastante aproximada habida cuenta del ancho disponible en el cajón. En cualquier caso, modificable con el diseño definitivo.
l_6	200 mm	Estimación. Se realiza esta suposición inicial con intención de que el actuador pueda apoyar sobre el cajón instalado en el vehículo mediante una bancada o acoplamiento.
l_8	A determinar	A determinar atendiendo a las necesidades de carrera y esfuerzo del actuador lineal.
l_9	$l_0/2$ mm	Aunque el diseño del brazo podría hacer variar este valor (caso de sección variable), se considera muy aproximado a la realidad. En cualquier caso, con el diseño definitivo se podrá sustituir por el guarismo real.
l_{10}	A determinar	Estos dos valores, que determinarán la ubicación de la articulación entre actuador y brazo, han de determinarse de modo que minimicen el esfuerzo que realiza el actuador pero a la vez dicha articulación sea respetuosa con el espacio disponible en el vehículo.
□	A determinar	



E.4.3.1. Determinación de los valores óptimos de l_8 , l_{10} , α .

En la anterior tabla se han establecido la mayoría de los parámetros geométricos. Se observa pues, que son tres los parámetros que quedan abiertos y sin acotar, l_8 , l_{10} , α . Estos tres parámetros están íntimamente ligados con el actuador lineal seleccionado.

No obstante, los valores establecidos deben tener cabida en la siguiente tabla para ser respetuosos con las necesidades espaciales. Se ha establecido como decisión de los proyectistas la tabla que sigue.

	Mínimo	Máximo
l_8	0 mm	700 mm
l_{10}	0 mm	1100 mm
α	-30°	30°

A continuación se describe el proceso iterativo que se sigue para determinar estos tres valores dentro del rango establecido.

E.4.4. PROCESO ITERATIVO

E.4.4.1. Descripción del proceso iterativo a seguir

E.4.4.1.1. Indicadores

Se toman como indicadores, la aptitud de los actuadores y la magnitud de las fuerzas mas comprometidas que se indican en las tablas que resumen cada estado de cálculo. En el caso de las reacciones asociadas a las diferentes articulaciones, no es tan útil el valor de las componentes como el módulo de la fuerza. Según esto, se tomarán como indicadores los valores del modulo de la fuerza a soportar por las articulaciones de uno de los dos brazos, tomado como ejemplo dado que el otro trabajará de igual modo. Estos valores son,

$$F_B = \sqrt{F_{B1}^2 + F_{B2}^2} \quad (\text{Ec. E.43})$$



$$F_H = \sqrt{F_{H1}^2 + F_{H2}^2} \quad (\text{Ec. E.44})$$

Se marcarán como OK los actuadores adecuados técnicamente a las exigencias de cada situación. Esto significa que son capaces de efectuar la fuerza necesaria una vez aplicado el conveniente coeficiente de seguridad adicional ($F_E' = 1,2 \times F_E$ y $F_F' = 1,2 \times F_F$), tienen capacidad para efectuar la carrera demandada y además disponen del espacio suficiente para su colocación. De no ser así, se marcan en las tablas como NOK.

E.4.4.1.2. Proceso a seguir:

A continuación se describe el proceso iterativo para descubrir una terna óptima de los tres parámetros que aun quedan libres.

A.- Atendiendo a criterios geométricos y espaciales se establece una primera terna de parámetros.

B.- Resolución numérica del problema prestando especial atención a los indicadores de mayor relevancia para la selección final.

C.- Variación de los parámetros buscando una solución que optimice los resultados.

D.- Establecimiento de la terna definitiva que permite optimizar los indicadores. Dichos esfuerzos serán los utilizados en adelante para la selección y diseño de componentes mecánicos.

E.4.4.2. Establecimiento de la primera terna (A)

l_8 entorno a los 400 mm será el guarismo de partida para este parámetro

Se elige l_{10} inicial de modo que no sea el actuador quien marque la altura máxima del sistema. Esto significa que deberá ser menor o igual que la longitud del brazo. Inicialmente se toma $l_{10} = l_0, 1,069$ mm.

Respecto al ángulo α se selecciona inicialmente un valor nulo. $\alpha = 0^\circ$.



E.4.4.3. Resolución numérica de la primera terna (B)

Establecido el punto de partida, se procede a la resolución del problema.



Parámetros

g	9,8 m/s ²
m_{SP+U}	400 kg; 3920 N
m_{BR}	10 kg; 98 N
m_{AL}	5 kg; 49 N
a	0,02 m
b	0,04 m
I₃₃	0,95363 m ⁴
x'	-0,01 m/s
l₀	1,069 m
l₂	0,035 m
l₃	0,55 m
l₄	0,375 m
l₅	0,375 m
l₆	0,2 m
l₈	0,4 m
l₉	0,5345 m
l₁₀	1,069 m
α	0 °
ρ	9,35454 kg/ml

Resultados numéricos

	Máximo	Mínimo
F_A	1975,35	1946,06
F_B	1975,35	1946,06
M_{B3}	-153,63	-169,40
F_E	4747,60	-2250,38
F_F	4747,60	-2250,38
F_G	5872,23	19,04
F_H	5872,23	19,04

Aptitud de los actuadores

x_{min}	0,77 m
Carrera (S)	0,53 m
x_{min}-S	0,24 m

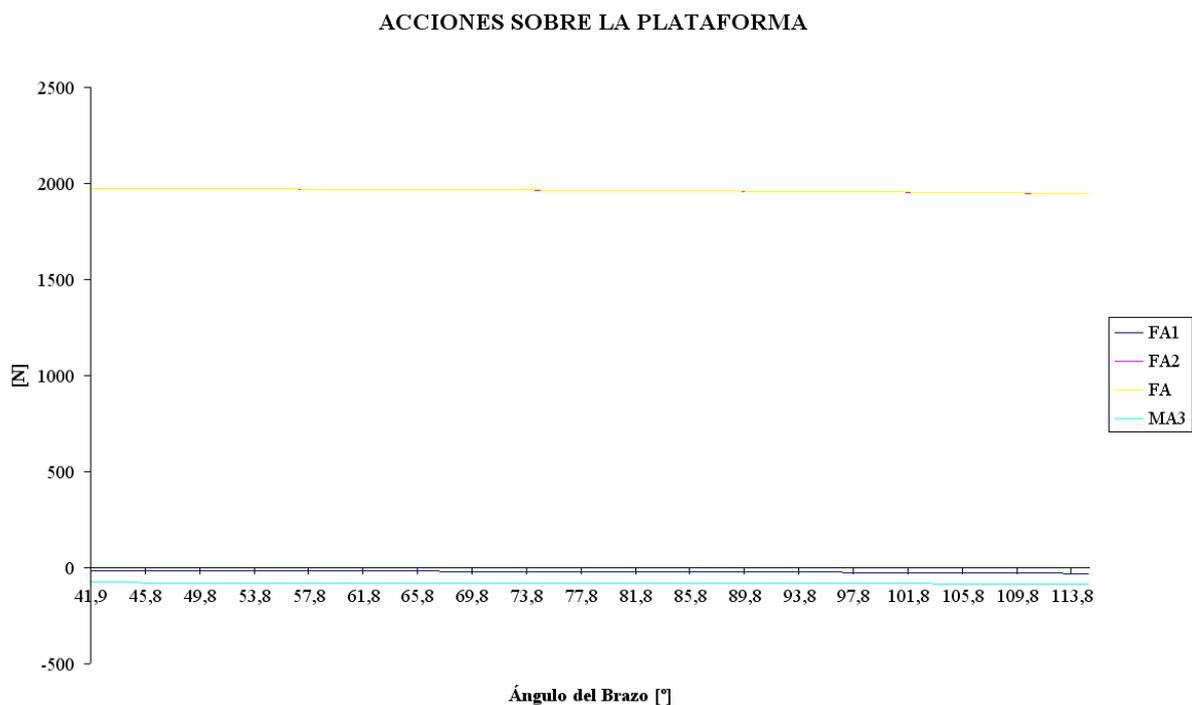
EXLAR FTt 60	NOK
LINAK LA27 cs	NOK
LINAK LA31.4t	NOK
LINAK LA34	OK
LINAK LA36	NOK
POWERJACKS EMD130-2000	NOK
POWERJACKS EMD130-1500	NOK
SKF CAR40	NOK
SKF MAX3	OK



Como se puede observar, con un simple vistazo se pueden comprobar los valores de la terna considerados para el cálculo, las reacciones obtenidas para comparar con otros casos y la lista de actuadores con su indicación de aptitud correspondiente.

Al margen de los datos desprendidos de la anterior tabla, resulta muy útil para comprender el funcionamiento e incluso para detectar detalles de un funcionamiento indeseado, poder observar gráficamente la evolución de algunas reacciones o parámetros calculados. A continuación se muestran las gráficas que se han considerado suficiente para analizar el sistema de elevación.

E.4.4.3.1. Acciones sobre la plataforma, SP.



Gráfica E.1: *Evolución de las acciones sobre la plataforma.*

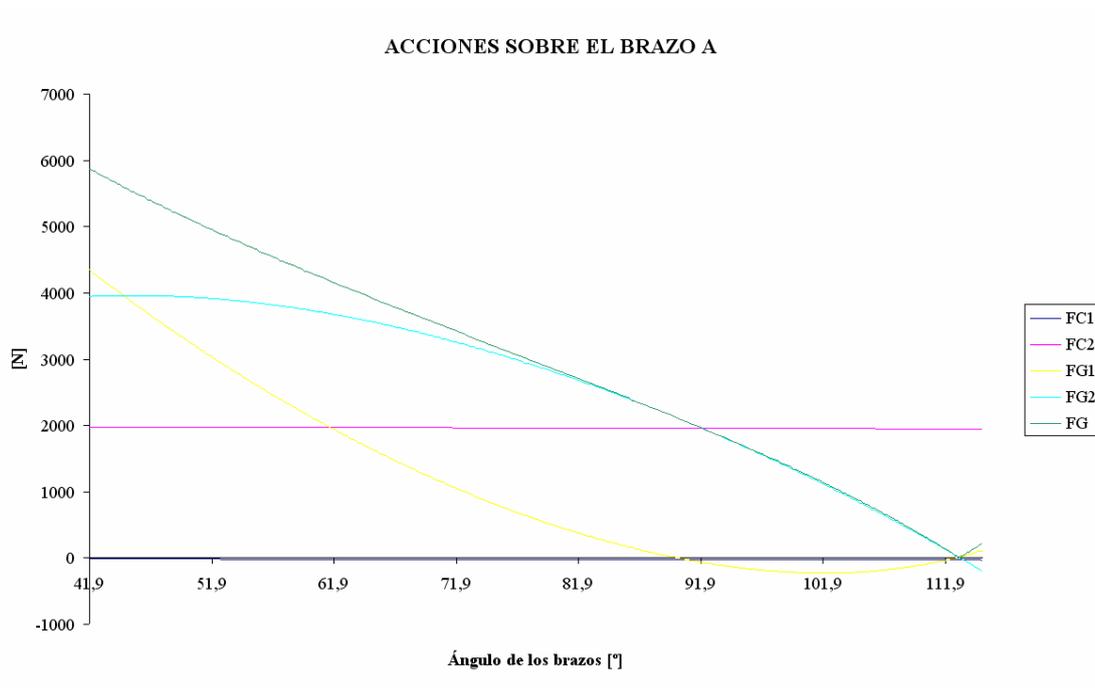
Respecto a las acciones sobre la plataforma, obsérvese que tanto F_{A1} y F_{A2} (y en consecuencia F_A) como M_{A3} no presentan cambio de signo alguno, hecho que resulta muy favorable de cara a las tareas posteriores de dimensionado de los elementos mecánicos y además todos mantienen prácticamente constante su módulo.



Resaltar que como era de esperar, la componente de módulo mayor es F_{A2} , encargada de contrarrestar los efectos de la gravedad mientras que F_{A1} , encargado de compensar la aceleración de la plataforma en el eje 1 es muy reducida.

E.4.4.4. Acciones sobre el brazo A, BA.

Se ha excluido de esta representación intencionadamente la fuerza realizada por el actuador lineal, que aunque incide sobre los brazos, merece tratamiento independiente.



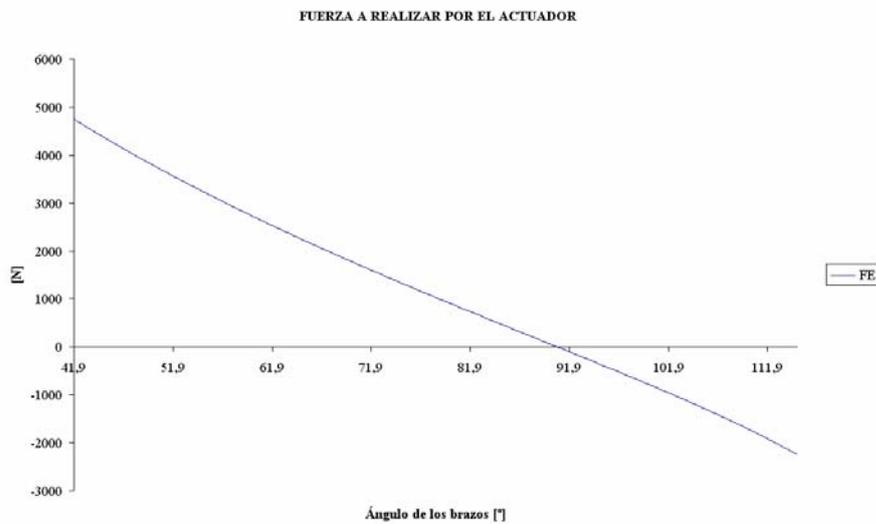
Grafica E.2: Evolución de las acciones sobre el brazo

Respecto a los brazos, probablemente los elementos con mayor responsabilidad mecánica en el sistema a proyectar, se observa que únicamente F_{C1} y F_{C2} son idénticas a F_{A1} y F_{A2} respectivamente.

Nótese la gran disminución de las componentes de F_G a medida que el brazo situa en posiciones cercanas a la posición final sobre el vehículo. Esto es debido al comportamiento de la fuerza efectuada por el actuador lineal que se verá a continuación.

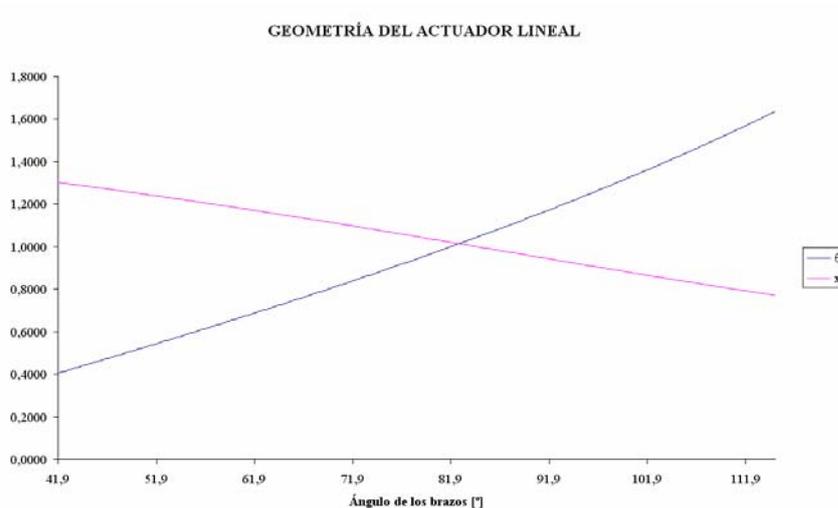
E.4.4.4.1. Fuerza realizada por el actuador





Efectivamente, el actuador en su movimiento ascendente trabaja cada vez de modo menos compresivo para acabar trabajando en el tramo final a tracción. Es este hecho el que permite la gran disminución de las componentes de F_G comentada en el anterior apartado.

E.4.4.4.2. Geometría del actuador lineal.



Gráfica E.3: Geometría del actuador lineal.

Respecto a los parámetros del actuador, la gráfica permite observar, un comportamiento muy lineal de los dos parámetros graficados, característica que resulta altamente conveniente.

E.4.4.4.3. Evaluación de la primera terna



Los resultados de esta primera combinación de parámetros resultan muy prometedores. Todas las reacciones obtenidas para las articulaciones son de valor asumible y hay un par de actuadores que reúnen las características que exige esta solución.

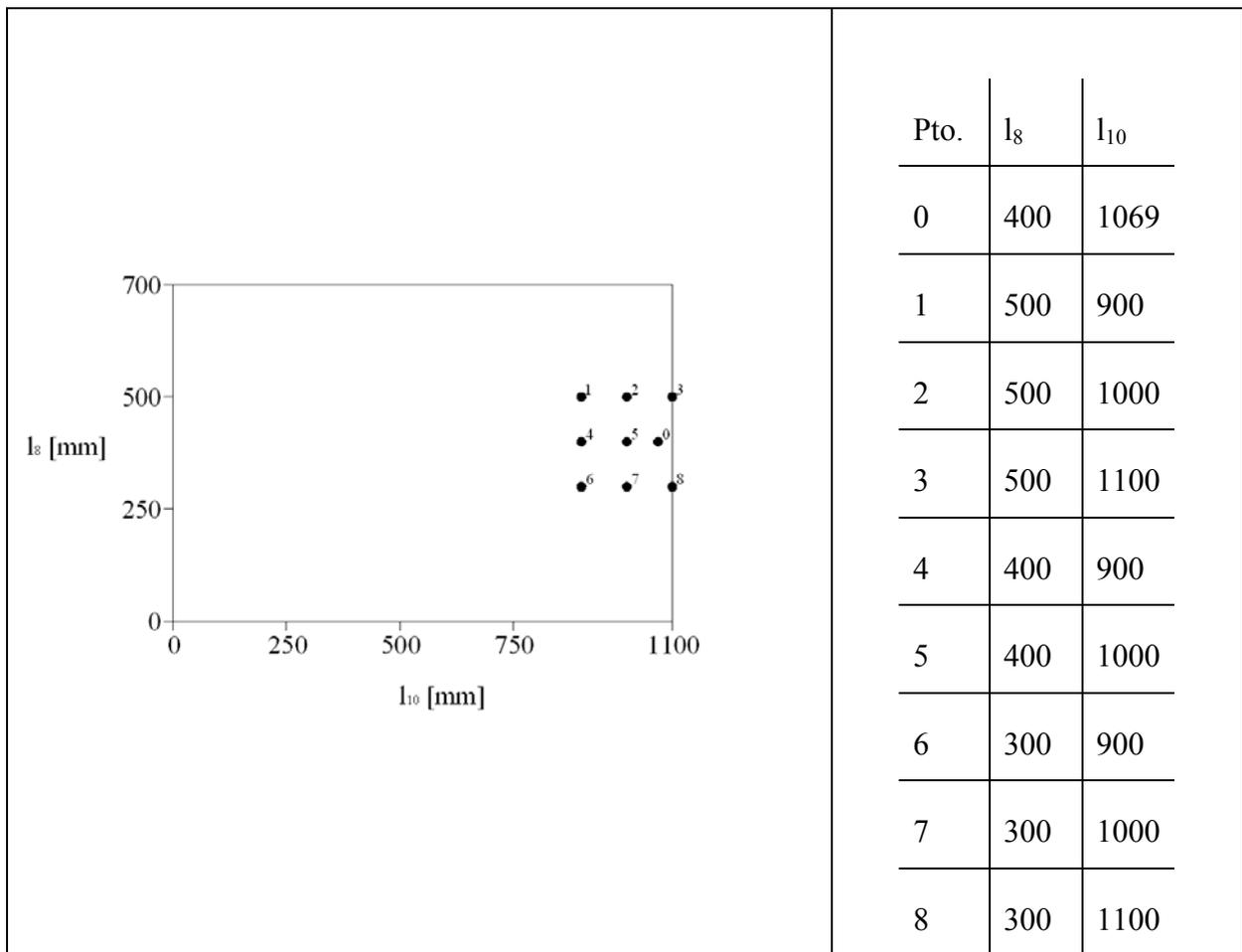
E.4.4.5. Búsqueda de la combinación que mejore los resultados (C)

El escenario marcado por los resultados obtenidos en el anterior apartado, señala el camino a seguir.

Como conclusión a extraer del apartado anterior se tiene el hecho de que la situación planteada es absolutamente factible como ya se ha comentado. La reflexión en este punto consiste en tratar de hallar una mejor solución, pero teniendo en cuenta que la situación inicial ya es suficientemente buena como punto de partida y por lo tanto los criterios geométricos y espaciales que la establecieron, podrán ser respetados con pequeñas variaciones. De esta manera, la estrategia a seguir, implica tratar de hallar una combinación de parámetros que mejore la actual, pero que se aleje de ella lo mínimo posible.

Se realizarán una serie de pruebas preestablecidas. Con el criterio de estudiar las soluciones mas cercanas posibles a la actual para analizar a posteriori los resultados obtenidos, se han decidido como suficientemente cercanas a la actual, todas las combinaciones en que $300 \text{ mm} < l_8 < 500 \text{ mm}$, y $l_{10} > 900 \text{ mm}$. De esta manera, la tabla adjunta indica las combinaciones de l_8 y l_{10} que serán probadas para su posterior análisis.





Observando las ternas en horizontal o vertical en el diagrama anterior se podría tener idea de la influencia de respectiva de l_{10} y l_8 sobre la solución del sistema.

La figura anterior, indica sólo la pareja de elementos l_8 y l_{10} quedando α en el aire. El método consistirá en calcular cada uno de los puntos marcados (del 0 al 8) imponiendo un valor para α de -10° . Posteriormente, se calcularán los mismos puntos con valor de α de 0° y finalmente con $\alpha = 10^\circ$. Este proceso proporcionará un escenario en el que poder comparar soluciones para seleccionar la mejor. Si fuera menester realizar algún cambio adicional atendiendo a los indicios extraídos de los resultados, se procederá convenientemente.

La nomenclatura que describirá las diferentes ternas recogerá el número según el diagrama anterior seguido del valor de α para esa terna concreta. Ejemplo: (1,-10) es la terna con los valores de l_8 y l_{10} del punto 1, 800 y 250 mm respectivamente y $\alpha = -10^\circ$.



Se omiten los resultados obtenidos para cada terna.

E.4.4.6. Parámetros definitivos (D)

A continuación, se exponen las principales conclusiones extraídas del proceso anterior.

En cuanto a las reacciones calculadas para las articulaciones de los brazos, las tablas muestran que estas no alcanzan valores excesivos en ningún caso, de modo que no será este un indicador limitante.

Respecto a la fuerza a realizar por los actuadores, se mueve en un margen igualmente aceptable en general, aunque no habrá que perderlo de vista cara a la selección final.

En cualquier caso, parece ser a la vista de los resultados de las 27 pruebas realizadas, que la aptitud de los actuadores será clave. La tónica general es la inaptitud de los actuadores generalmente por la falta de espacio aunque también por carecer en algunos casos de la capacidad de carga necesaria. Esta característica será la prioritaria para elegir la terna adecuada, se buscara una solución con el mayor número de actuadores aptos.

Se aplican estos conceptos y se descartan todas las ternas para las cuales ninguno de los actuadores resulta instalable. Para el resto, se confecciona una tabla en la que se indican los actuadores aptos y la fuerza a efectuar por el actuador.

	Terna inicial	(0,-10)	(3,-10)	(7,0)	(8,0)	(8,10)
F_E	4747,60	5411,78	5036,78	5336,64	5256,74	4875,24
F_F	4747,60	5411,78	5036,78	5336,64	5256,74	4875,24
EXLAR FTt 60	NOK	NOK	NOK	NOK	NOK	NOK
LINAK LA27 cs	NOK	NOK	NOK	NOK	NOK	NOK
LINAK LA31.4t	NOK	NOK	NOK	NOK	NOK	NOK
LINAK LA34	OK	NOK	NOK	NOK	NOK	NOK
LINAK LA36	NOK	OK	OK	OK	OK	OK
POWERJACKS EMD130-2000	NOK	NOK	NOK	NOK	NOK	NOK
POWERJACKS EMD130-1500	NOK	NOK	NOK	NOK	OK	OK
SKF CAR40	NOK	NOK	NOK	NOK	NOK	NOK
SKF MAX3	OK	NOK	NOK	NOK	NOK	NOK

Se descartan automáticamente las tres ternas en las que únicamente hay un actuador apto. De las otras 3 dos motivos hacen que la terna inicial sea la seleccionada. En primer lugar, los actuadores instalables son de menor envergadura que los utilizables para las ternas (8,0) y (8,10) y en segundo lugar, la fuerza a realizar por el actuador es la menor posible.



E.4.5. MALOS USOS. CARACTERÍSTICAS FÍSICAS LÍMITE.

Lo visto hasta ahora ha servido para determinar los parámetros geométricos que han de describir el sistema de elevación a través de unos cálculos basados en unas hipótesis sobre masas y utilización del equipo. Para esta deducción se ha supuesto en todo momento un uso adecuado del sistema. Si bien lo deseable es que la plataforma se utilice siempre de modo conveniente, es de esperar que en algún momento de su vida útil se produzcan por descuido, imprudencia o desconocimiento malos usos. En estas situaciones las hipótesis adoptadas con anterioridad en cuanto al peso transportable o su posición perderían validez.

Naturalmente no se pueden tomar medidas para prevenir todos los malos usos a que se pudiera someter el sistema. En este apartado se han considerado únicamente dos circunstancias; el mal uso debido a la posición incorrecta del usuario sobre la plataforma o incluso al uso de la plataforma por parte de una persona sin discapacidad ubicada en uno de sus extremos, y el exceso de carga sobre la plataforma. No obstante se analizará la interacción de ambos hechos.

El nuevo escenario planteado supone considerar valores para l_2 de -500 y 500 mm respectivamente según el extremo sobre el que se posicionara el usuario y la búsqueda del límite de peso a cargar.

Los casos a analizar serán los indicados a continuación,

$l_2 = 500$ mm sin sobrecarga.

$l_2 = -500$ mm sin sobrecarga.

$l_2 = 500$ mm con sobrecarga.

$l_2 = -500$ mm con sobrecarga.

Uso normal con sobrecarga.

La siguiente tabla muestra el resumen útil de los cálculos efectuados.



	Sin sobrepeso			Con sobrepeso máximo (4 kg)			VALORES DE DISEÑO
	$l_2=-500$	$l_2=0$	$l_2=500$	$l_2=-500$	$l_2=0$	$l_2=500$	
F_A	1975,35	1975,35	1975,35	1995,10	1995,10	1995,10	1995,10
F_G	5872,23	5872,23	5872,23	5929,21	5929,21	5929,21	5929,21
F_E	4747,60	4747,60	4747,60	4793,93	4793,93	4793,93	4793,93
M_{A3}	956,31	-84,70	-995,33	965,88	-85,55	-1005,28	1005,28

Nótese, que la hipótesis sobre la masa de usuario y plataforma está extraordinariamente cerca del límite máximo hallado para el sistema.



E.5. CONCLUSIONES. PARÁMETROS DE DISEÑO.

E.5.1. GEOMETRÍA DE DISEÑO DEFINITIVA

Naturalmente en las fases posteriores, podría surgir la necesidad de realizar alguna pequeña modificación a lo establecido en este apartado. Si esto sucediera bastaría con retomar el programa de cálculo y analizar las consecuencias del cambio.

Quedan aquí fijadas las características geométricas principales del sistema de elevación.

	Características
l_0	1069 mm
l_2	550 mm
l_3	250 mm
l_4	375 mm
l_5	375 mm
l_6	200 mm
l_8	400 mm
l_9	534,5 mm
l_{10}	1069 mm
□	0°

E.5.2. SOLICITACIONES DE DISEÑO.

A continuación se muestran los datos que serán utilizados en la mayor parte de selecciones y prediseños que se acometerán en la siguiente fase de este proyecto.



	Características
F_A	1995,10 N
F_G	5929,21 N
F_E	4793,93 N
M_{B3}	2010,56 Nm



F. VIABILIDAD DEL USO DE TRANSMISIÓN DEL MOMENTO POR CHAVETA EN LA TRANSMISIÓN POR CADENA.

F.1. DATOS DE PARTIDA

La siguiente tabla muestra las características a considerar para la utilización de chavetas en la transmisión del momento de los piñones al eje.

Momento a transmitir	2010,56 N.m
Eje articulación superior	28 mm
Eje articulación inferior	35 mm

F.2. UNIÓN POR CHAVETA

Al existir la posibilidad de momento en ambos sentidos, no se prescribe una chaveta de disco. El momento de giro para una chaveta estándar se define mediante la siguiente expresión:

$$M \approx (h - t_1) \cdot \frac{d}{2} \cdot p \cdot L \quad (\text{Ec. F.1})$$

$$L = (l_1 - b) \quad (\text{Ec. F.2})$$

Donde h , t_1 , d y L son características geométricas de la chaveta, p está entre 90 y 200 N/mm² para cubos de acero.

En nuestro caso, la longitud máxima para la chaveta (l_1) será de 17,1 mm para la chaveta e la articulación inferior y 11,1 para l articulación superior.

Para un eje de 35 mm de diámetro se tienen los siguientes parámetros de chaveta según DIN 6885 y valor de momento máximo.



$$\begin{aligned}h &= 8 \text{ mm} \\t_1 &= 5 \text{ mm} \\b &= 10 \text{ mm}\end{aligned}\tag{Ec. F.3}$$

Con todos los anteriores datos, obtenemos los momentos máximos a los que se puede llegar con una solución con chaveta.

Para la articulación superior:

$$M \approx (8 - 5) \cdot \frac{28}{2} \cdot 200 \cdot (11,1 - 10) = 9240 \text{ Nmm} = 9,24 \text{ Nm}\tag{Ec. F.4}$$

Para la articulación inferior:

$$M \approx (8 - 5) \cdot \frac{35}{2} \cdot 200 \cdot (17,1 - 10) = 74550 \text{ Nmm} = 74,55 \text{ Nm}\tag{Ec. F.5}$$

En el mejor de los casos, el de la articulación inferior, el momento requerido es 26,96 veces superior al momento máximo calculado.

F.3. VIABILIDAD DE LA CHAVETA

A la vista de los resultados anteriores, la actual configuración de los elementos mecánicos involucrados en la transmisión del momento impide la utilización de una solución por chavetas.

Dado que la diferencia entre el momento a transmitir y la capacidad de las chavetas analizadas es tan grande, las modificaciones a introducir en el diámetro del eje y / o en la longitud de la chaveta (l_1) para hacer posible la utilización de chaveta son extremadamente grandes, de modo que se hacen totalmente desaconsejables.



G. SOLDADURAS.

En el presente anexo se procede al dimensionado de las principales soldaduras del sistema de elevación mecánico diseñado.

G.1. MONTAJE DE LOS BRAZOS. SOLDADURA DEL PERFIL CENTRAL.

El perfil central de los brazos está sometido en todos sus puntos y para todas las posiciones angulares del sistema de elevación a un esfuerzo de compresión. De esta manera, la soldadura que mantiene unido dicho perfil con las bridas que forman las respectivas articulaciones extremas no es especialmente comprometida dado que las fuerzas a que el brazo está sometido trabajan a favor de dicha soldadura.

De este modo para la soldadura de estas uniones, se han habilitado unos chaflanes ($2 \times 45^\circ$) en las bridas para aumentar la superficie de contacto con el material de aportación. Bastará pues con que las soldaduras rellenen completamente dichos espacios.

En ese caso, la soldadura tendrá un espesor a de 2 mm y una longitud de 120 mm. Las siguientes expresiones caracterizan la capacidad de la soldadura.

$$F = \sigma' \cdot a \cdot l \quad (\text{Ec. G.1})$$

$$\sigma' = 0.37 \cdot \frac{240}{3} = 29,6 \frac{N}{mm^2} \quad (\text{Ec. G.2})$$

Aplicando la (Ec. G.1) se determina la capacidad de la soldadura, 7100 N.



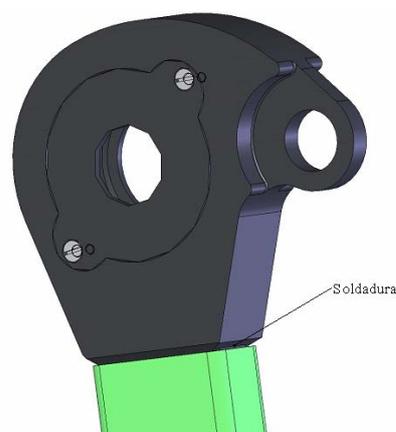


Fig. G.1: Unión entre el perfil y la brida superior

G.2. UNIÓN PLATAFORMA - PERFILES SP-CH-10 Y SP-CH-20.

G.2.1. CONCEPCIÓN DE LA UNIÓN

La unión entre estos perfiles y la plataforma es altamente comprometida. Se practicarán 6 cordones de soldadura por perfil que trabajarán contra un esfuerzo cortante.

Pese a que la plataforma se sustenta por una unión atornillada con otro componente de la misma además de las uniones soldadas con los perfiles SP-CH-10 y SP-CH-20, se dimensionan las dos uniones soldadas para que pos si mismas sean capaces de sustentas la totalidad del peso de la plataforma. De esta manera, se consigue una estructura robusta que incluso en caso de fallo de la unión atornillada podría seguir trabajando.

De esta manera, estas dos uniones se dimensionan para soportar los 400 kg de la PMR y la plataforma. (Ver hipótesis de carga en el anexo E).

G.2.2. CÁLCULO DE LA SOLDADURA

En el caso de soldaduras trabajando con fuerzas transversales, se tiene la siguiente expresión.

$$\tau' = \frac{F}{a.l} \quad (\text{Ec. G.3})$$

Donde a es el espesor de la soldadura y l la longitud del cordón. En el caso de la unión a dimensionar se tiene,



$$F = \frac{400.9,8}{n} \quad (\text{Ec. G.4})$$

Siendo n el número de cordones de soldadura.

Respecto a la tensión cortante se considera la expresión para cargas dinámicas, mas desfavorable,

$$\tau' = 0,16 \cdot \sigma_{admu} \quad (\text{Ec. G.5})$$

La plataforma como ya se ha comentado es de aluminio de modo que de modo genérico y considerando un coeficiente de seguridad de 3, se tiene,

$$\sigma_{admu} = \frac{150 \frac{N}{mm^2}}{3} = 50 \frac{N}{mm^2} \quad (\text{Ec. G.6})$$

De todas las anteriores expresiones se obtiene la siguiente que muestra la relación entre los 3 parámetros de diseño a, l y n.

$$a.l.n = \frac{400.9,8}{0,16.50} \quad (\text{Ec. G.7})$$

Si se toman 6 cordones de 20 mm para cada una de las dos uniones, 12 cordones, se obtiene el espesor de las soldaduras.

$$a = \frac{400.9,8}{0,16.50.12.20} = 2,04mm \quad (\text{Ec. G.8})$$

G.3. MONTAJE DE LA PLATAFORMA

Todo el montaje de la plataforma se basa en la unión por medio de soldaduras de los diferentes elementos. Tomando como base los cálculos detallados en el apartado F.2, se ha tomado el criterio de prescribir para todas las soldaduras de la plataforma espesores de 3 mm con las longitudes de cordón definidas en los planos adjuntos.



Se considera que de esta manera se garantiza el correcto dimensionado y la seguridad de todos los elementos soldados de la plataforma.



H. ANÁLISIS DE LA VARIACIÓN DE LA DISTRIBUCIÓN DE MASAS.

Una consecuencia relevante de la reforma a la que se somete el vehículo es el cambio en la distribución de masas que provoca el montaje de la plataforma, el depósito y sus elementos auxiliares.

Queda fuera del alcance de este proyecto analizar la respuesta dinámica del vehículo tras la reforma y considerar si se mantiene en parámetros adecuados, pero sí concierne a este trabajo verificar la estabilidad estática del vehículo y la proporcionalidad en el reparto de masas.

Es necesario tener en cuenta que, de la misma manera que se añaden piezas y sistemas al vehículo, también se sustituyen piezas y sistemas originales del vehículo e incluso se eliminan algunos elementos.

Del *balance de masas* (ver *Tabla X.X*) se deduce cuantitativamente que no se añade un valor de masa lo suficientemente relevante. Aún así es necesario analizar si la distribución de estas masas es adecuada. Estudiando los cdg de los diferentes elementos y del conjunto de ellos una vez instalados, se considerará adecuada si la posición del cdg no varía significativamente.

Elementos eliminados	Masa (kg)
2ª fila de asientos (3 asientos completos)	72,48
Paneles de carrocería	3,25
Depósito de combustible original + Reducción de volumen de combustible (26 l)	21,97
Elementos incorporados	
Plataforma elevadora	56,97
Depósito de combustible	8,06
Cajón acceso PMR	64,83
TOTAL	32,16

Tabla H.1 Balance de masas



H.1. CDG VEHÍCULO ORIGINAL

En primer lugar se caracteriza el cdg del vehículo. Para ello se estima que el Renault Espace presenta una distribución de masas *típica* de un turismo-monovolumen de 60% en el eje delantero y 40% en el eje trasero. Añadiendo a este dato una distancia entre ejes de 2803 mm y una tara del vehículo de 1870 kg (M_V) [ver Anexo A] es posible obtener que la distancia al eje trasero es de 1682 mm.

H.2. CDG VEHÍCULO REFORMADO

En segundo lugar se caracteriza el cdg del vehículo reformado incluyendo el cajón y la plataforma. No se considera el depósito ya que al encontrarse su cdg por delante del eje trasero, este elemento no favorecerá la hipotética pérdida de contacto entre el eje delantero y el suelo.

H.2.1. CDG DEL CAJÓN

Dado que el cajón se ha modelado previamente en CAD mediante el software SolidWorks se emplea una herramienta de dicho programa para obtener su cdg. Ubicado en el vehículo el cdg se encuentra entre los dos ejes, a 15,90 mm del eje trasero. La masa de este elemento es de 64,83 kg.

H.2.2. CDG DE LA PLATAFORMA

De la misma manera que en el caso del cajón, se emplea el software para encontrar el cdg. En este caso es necesario tener en cuenta los diferentes materiales de las piezas y sus respectivas densidades. Una vez contemplado esto, el cdg se encuentra ubicado 116,03 mm por detrás del eje trasero. En el caso de la plataforma desplegada esta distancia es de 793,47 mm. La masa de este conjunto es de 56,97 kg.

En cuanto al vehículo equipado con plataforma, el cdg se encuentra, respecto el eje trasero, a 1569,45 mm con la plataforma plegada y a 1075 mm con la plataforma desplegada respectivamente.



Teniendo en cuenta la cota original del cdg y la calculada en este mismo apartado, se puede concluir, que para el vehículo reformado con la plataforma plegada, las variaciones del cdg son mínimas (112,19 mm).

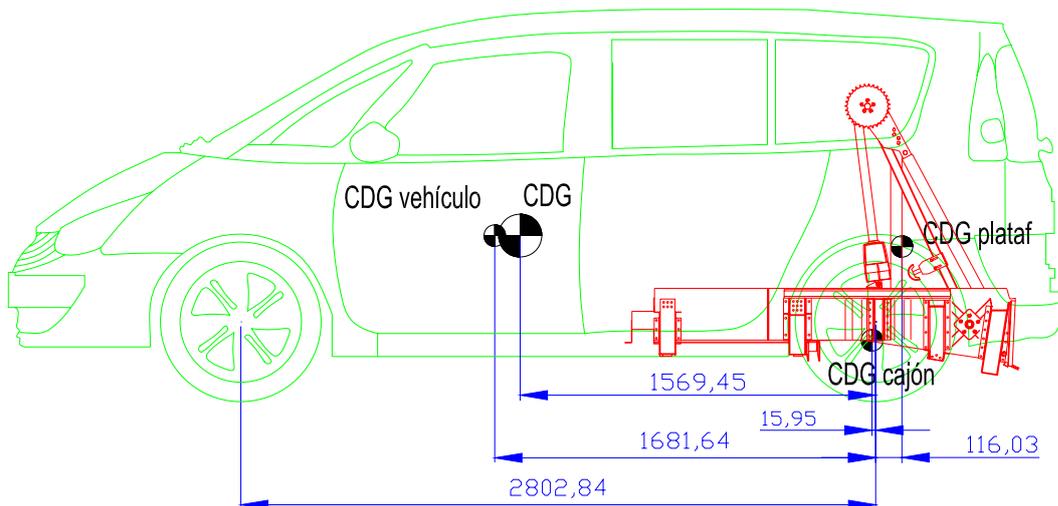


Fig. H.1 Caracterización de cdg. Plataforma plegada.

H.3. HIPÓTESIS DE PÉRDIDA DE CONTACTO DEL EJE DELANTERO

Como se acaba de analizar, la estabilidad del vehículo con la plataforma plegada no debería verse comprometida. De todas maneras la situación más desfavorable es aquella en la que el vehículo se encuentra vacío de ocupantes y de carga, la plataforma se encuentra extendida y sin contacto con el suelo (movimiento ascendente recién iniciado o descendente apunto de finalizar) y la PMR se encuentra sobre ella. Por plataforma extendida se entenderá la situación de la plataforma en el punto, de la trayectoria que describe, más alejado del eje trasero. A continuación se analiza esta situación.

El cdg del conjunto PMR-silla es conocido de la fase de diseño del sistema de elevación. Teniendo en cuenta la geometría del vehículo, la distancia al eje trasero es de 1535 mm.



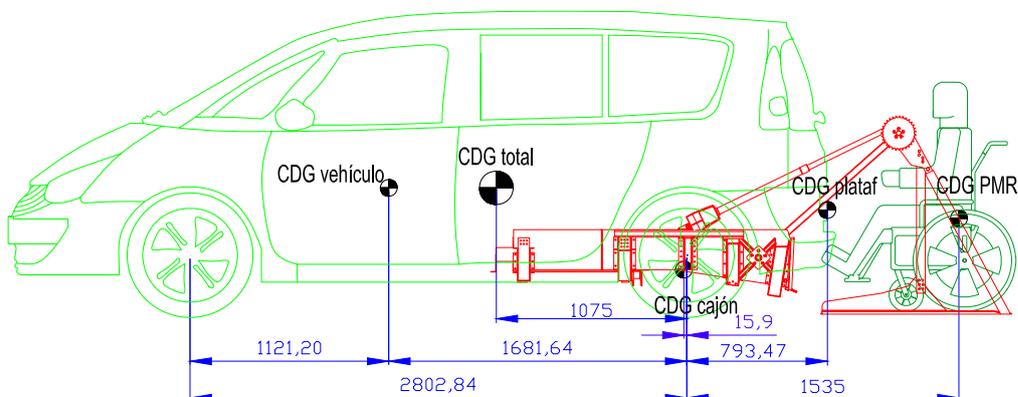


Fig. H.2 Caracterización de cdg. Plataforma desplegada.

Considerando 400 kg como masa máxima del PMR (M_{S+U}), incluida la masa de la silla, y denominando a las reacciones en el eje delantero y trasero, N_A y N_B respectivamente se calculan estos valores a partir de la situación de equilibrio descrita y del análisis de los momentos debidos a las fuerzas reflejadas en la *Figura X.X. Estudio estabilidad*.

La reacción en el eje delantero es igual a 8118,77 N. Dado que $N_A > 0$ se concluye que el contacto entre el eje delantero y el suelo no se pierde en ningún momento, quedando garantizada la estabilidad del vehículo.

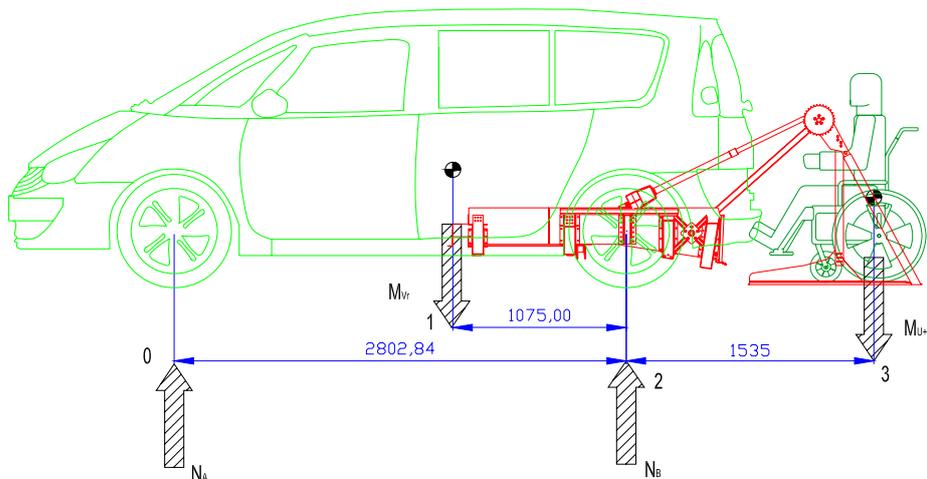


Fig. H.3: Estudio estabilidad



I. SIMULACIÓN POR ELEMENTOS FINITOS DEL SISTEMA DE ELEVACIÓN

I.1. MODELO

Toda simulación parte de un modelo. A la hora de simular la plataforma elevadora, o sistema de elevación, es necesario plantear un modelo adecuado ya que el número de piezas o elementos y la complejidad de los mismos puede llevar a inabarcables plazos de tiempo o requerimientos de hardware. El punto de partida es la representación CAD del mismo obtenida mediante el programa SolidWorks. Del conjunto total se simplifican tornillos, ejes, rodamientos y cordones de soldadura, centrando la simulación en las piezas cuyo diseño ha recaído en los proyectistas. Por otra parte, como parte de esta optimización de recursos se simula el sistema en dos partes: plataforma y brazos. De esta manera se posibilita la obtención de resultados. La simulación permite conocer las reacciones en los elementos de unión de ambos componentes, dato que permite relacionar ambas simulaciones con rigor.

Los materiales de fabricación son introducidos en el modelo. Para ello se introducen los valores característicos de los materiales seleccionados creando una biblioteca específica.



Fig I.1 *Plataforma*



Fig I.2 *Brazo*

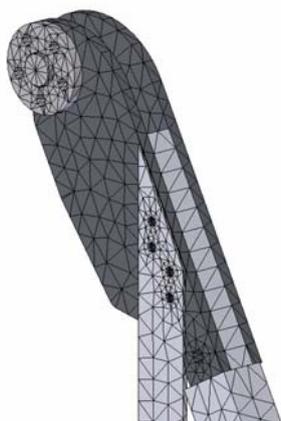


I.2. CONDICIONES DE CONTORNO.

I.2.1. MALLADO.

A partir de los modelos de CAD se crea la malla de cada uno de los elementos. Las características de las respectivas mallas se recogen en la Tabla I.1.

Número de nodos: 94.786
Número de elementos: Plataforma
Tipo de malla: Malla de sólidos



Número de nodos: 22.997
Número de elementos: Brazo
Tipo de malla: Malla de sólidos

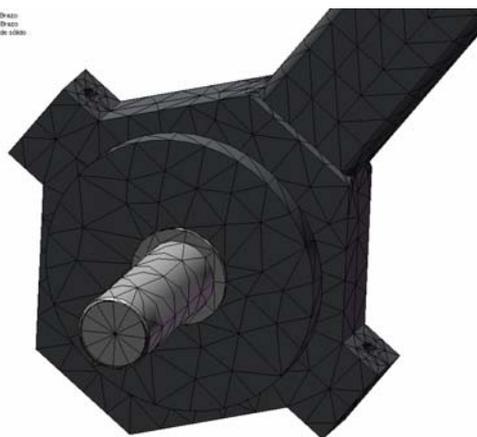


Fig I.3 *Detalle malla plataforma*

Fig I.4 *Detalle malla brazo*

	Plataforma	Brazo
Tipo de malla	Malla con elementos sólidos tetraédricos	
Dimensión elemento	17,75 mm	12,41 mm
Calidad de la malla	Elementos cuadráticos de alto orden	
Número de nodos	94.786	22.997
Número de elementos	51.908	12.824

Tabla I.1 *Características del mallado*

I.2.2. RESTRICCIONES



La plataforma se encuentra unida al cajón mediante los brazos. Debido a esto se impone una restricción fija sobre los ejes de las articulaciones que serán los que transmitan esfuerzos de los brazos a la plataforma. Por otra parte, sobre el brazo se impondrá una restricción fija sobre el eje del rodamiento en voladizo. Estos detalles se pueden apreciar en la Fig I.5 *Restricciones plataforma* y en la Fig I.6 *Restricciones brazo*.

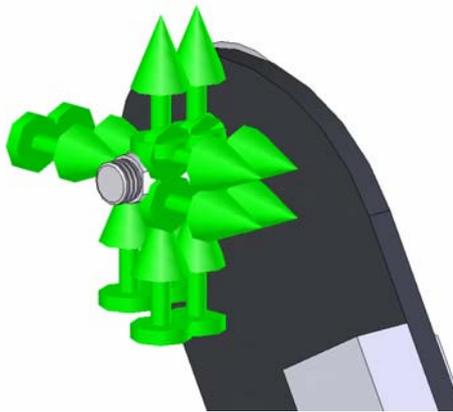


Fig I.5 *Restricciones plataforma*



Fig I.6 *Restricciones brazo*

I.2.3. CARGAS.

En este estudio la carga principal existente es la masa del usuario más la silla de ruedas. Esta masa (400kg) es aplicada en el cdg del conjunto sistema de elevación-usuario como masa remota de fuerza de 4000 N en sentido del eje Y negativo, aplicada en el cdg del conjunto usuario-silla de ruedas colocado en la plataforma elevadora. La determinación del mismo se detalle en el *Anexo G*. En cuanto al brazo la carga se aplica en la brida superior. Esta carga tiene las características de la reacción provocada en la plataforma, más concretamente en los ejes de las articulaciones que se consideran fijos en la simulación de la plataforma.



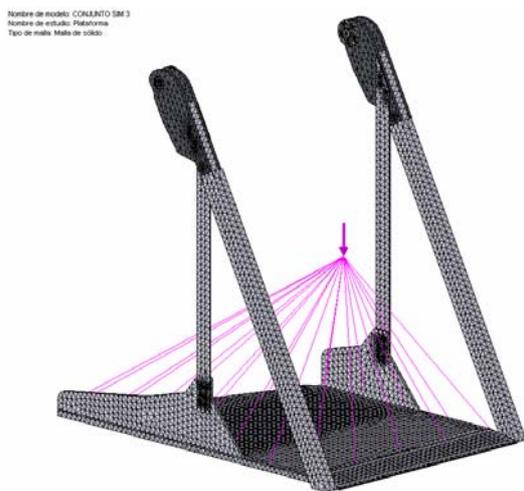


Fig I.7 Cargas plataforma

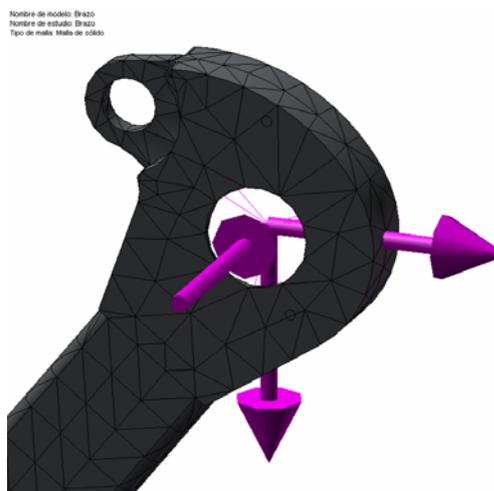


Fig I.8 Cargas brazo

I.3. RESULTADOS

Del estudio de la trayectoria del sistema de elevación se extraen dos configuraciones. En la Tabla I.2 *Configuraciones* se recogen las características de las mismas. Se reverencian según el ángulo descrito entre los brazos y el plano superior o suelo. Seguido se presentan los resultados para cada una de las configuraciones. Es evidente que para la plataforma esta diferenciación no es relevante, por lo que solamente se presentarán los resultados de ésta en el apartado I.3.1.

Configuración	Ángulo
Desplegada/Inferior	41,87°
Recogida/Superior	114,87°

Tabla I.2 *Configuraciones*

I.3.1. RESULTADOS CONFIGURACIÓN INFERIOR

En la Fig I.9 *Distribución de tensiones en la plataforma*, se puede observar que la tensión máxima es de 225,7 MPa inferior al límite elástico del material de este componente, lo que garantiza la no existencia de deformaciones permanentes para esta



pieza. Dados los diferentes materiales existentes se ha realizado esta comprobación para cada uno de ellos, verificando su coeficiente de seguridad correspondiente.

Nombre de modelo: CONJUNTO SIM 3
Nombre de estudio: Plataforma
Tipo de resultado: Static tensión nodal Tensiones1
Escala de deformación: 31.356

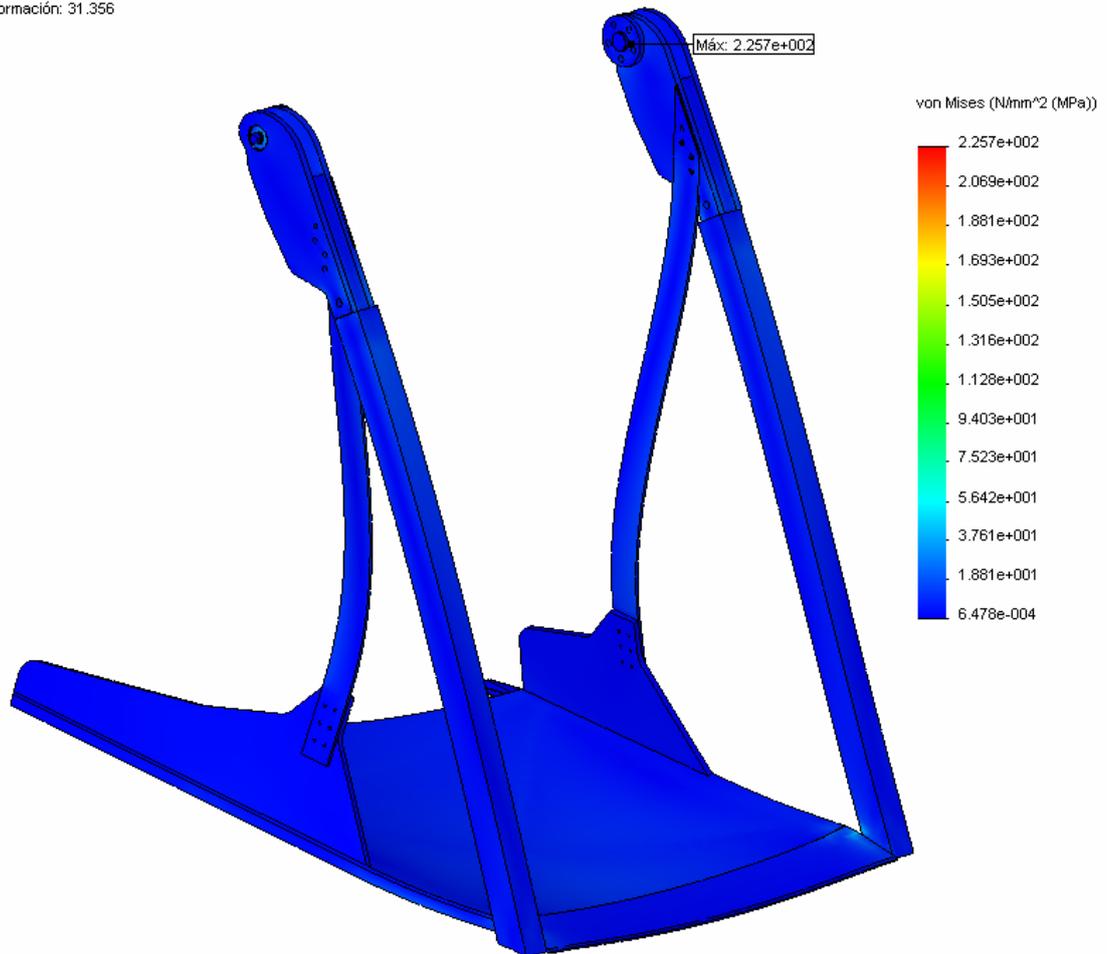


Fig I.9 Distribución de tensiones en la plataforma

Analizando la distribución de desplazamientos de la Fig I.10 *Distribución de desplazamientos en la plataforma* **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.** se puede concluir que los desplazamientos en la plataforma son reducidos, siendo el máximo de 4,68 mm en el centro de la base.



Nombre de modelo: CONJUNTO SIM 3
Nombre de estudio: Plataforma
Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1
Escala de deformación: 31.356

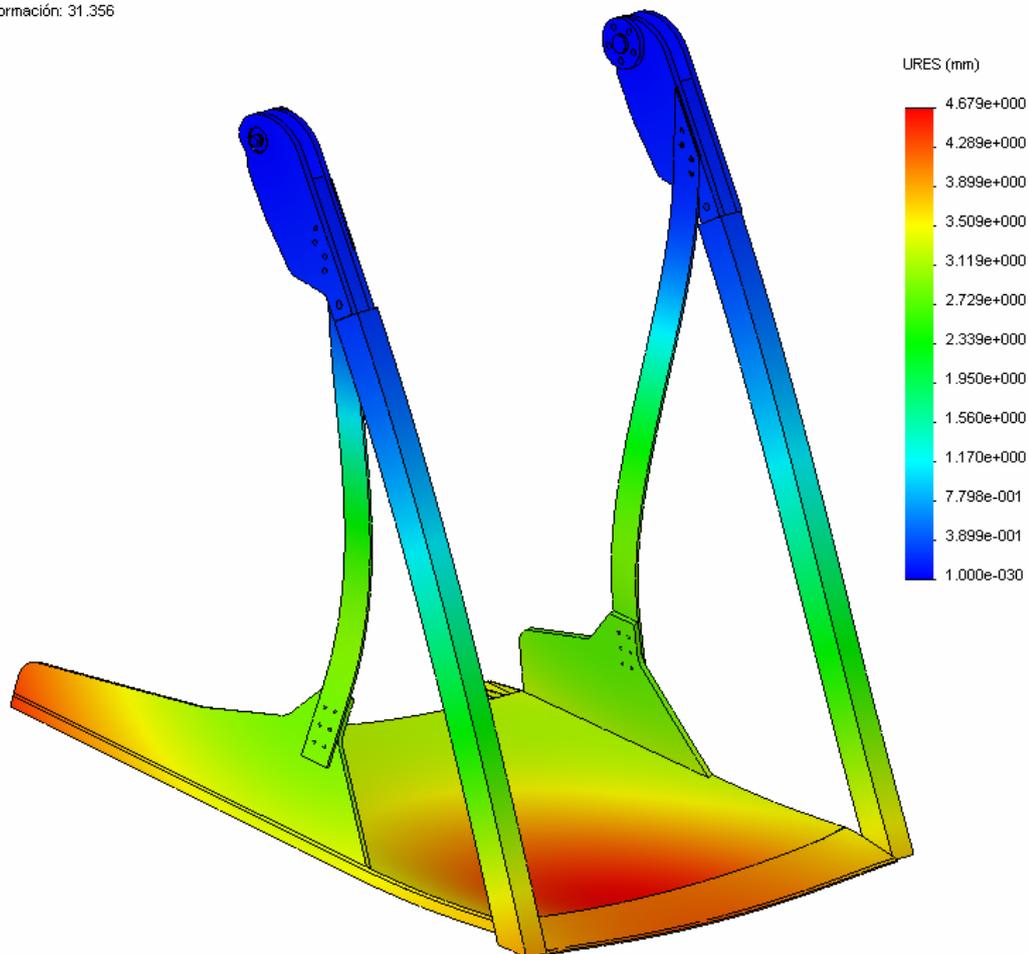
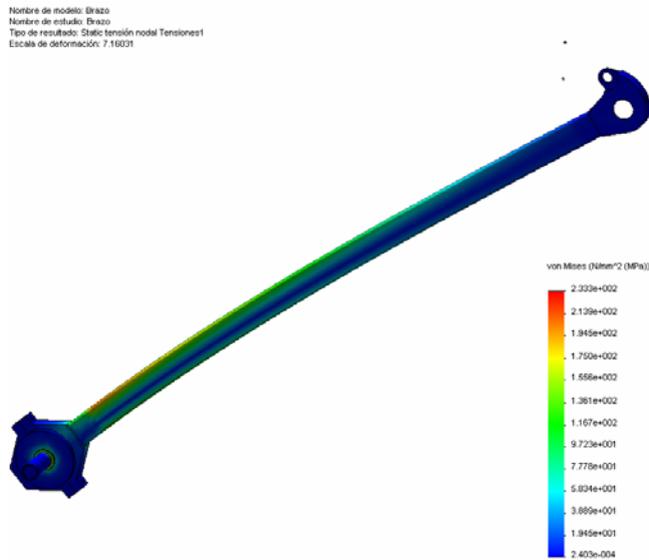
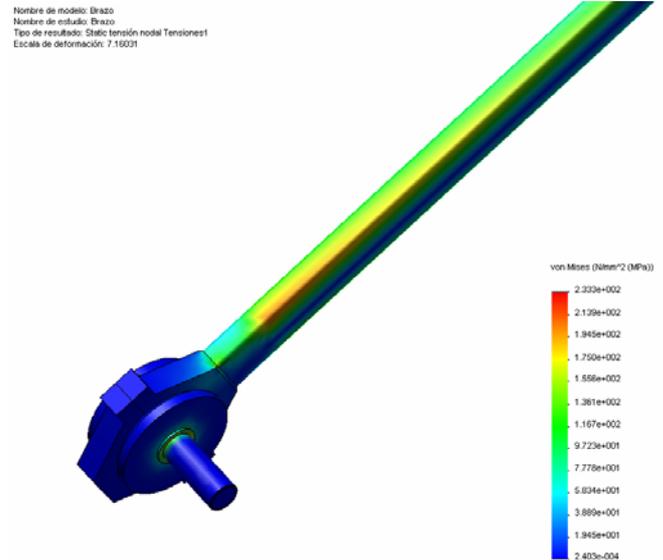


Fig I.10 *Distribución de desplazamientos en la plataforma*

El coeficiente de seguridad mínimo es de 1,5 para uno de los enlaces articulación-plataforma. Dado que en la simulación no se han tenido en cuenta varios elementos estándar que fijan y refuerzan esta articulación se puede considerar que el diseño es adecuado. Para el resto de componentes el coeficiente de seguridad es mayor.

Para el brazo, los resultados obtenidos son los siguientes:



Fig I.11 *Tensiones en brazo*Fig I.12 *Detalle de tensiones en brazo*

La tensión máxima en el brazo es de 233,3 MPa para el eje del rodamiento en voladizo. El material de este componente es de 410 MPa por lo que no existe riesgo de deformación permanente.

Analizando en detalle el coeficiente respectivo para cada pieza se obtiene que el mínimo se da para el perfil rectangular del cuerpo central del brazo. Como se puede apreciar en la leyenda de la Fig I.13 *Coefficiente de seguridad en brazo* este coeficiente tiene un valor de 1,3. Es necesario tener en cuenta que en la simulación no se ha considerado la acción del actuador lineal. Éste va anclado en la brida superior del brazo y como es obvio supondrá un elemento *favorable* para reducir las tensiones en el brazo.

Si se considera el eje del actuador como un elemento estructural que permite como máximo una elongación de 4 mm, los coeficientes de seguridad aumentan, denotando el adecuado diseño del brazo. En la Fig I.14 *Coefficiente de seguridad en brazo con actuador* se puede apreciar como el factor de seguridad aumenta hasta 1,9.

Este mismo razonamiento permite apreciar en la Fig I.15 *Desplazamientos en brazo* y en la Fig I.16 *Desplazamientos en brazo con actuador* como los desplazamientos también se ven acotados al variar la simulación.



Nombre de modelo: Brazo
 Nombre de estudio: Brazo
 Tipo de resultado: Verificación de diseño Verificación de diseño
 Criterio: Tensiones von Mises máx.
 Distribución de factor de seguridad: FDS mín. = 1.3

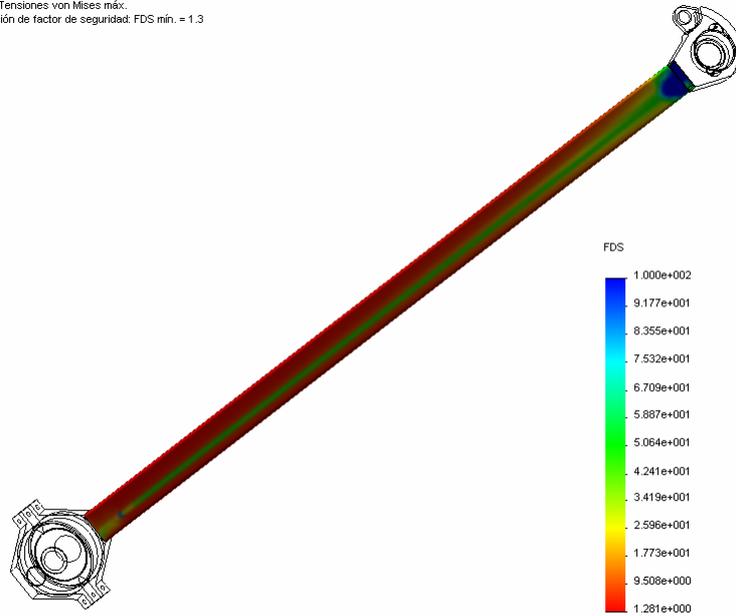


Fig I.13 *Coficiente de seguridad en brazo*

Nombre de modelo: Brazo
 Nombre de estudio: Brazo con actuador
 Tipo de resultado: Verificación de diseño Verificación de diseño
 Criterio: Tensiones von Mises máx.
 Distribución de factor de seguridad: FDS mín. = 1.9

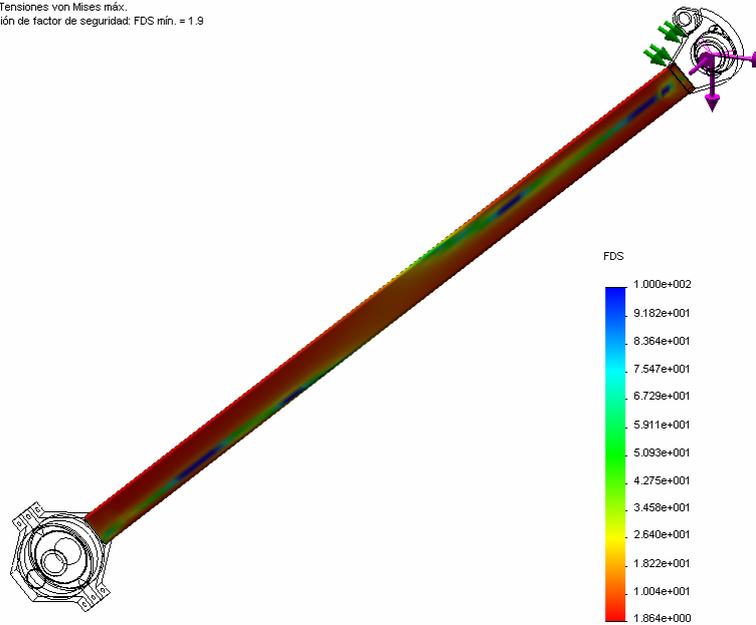


Fig I.14 *Coficiente de seguridad en brazo con actuador*



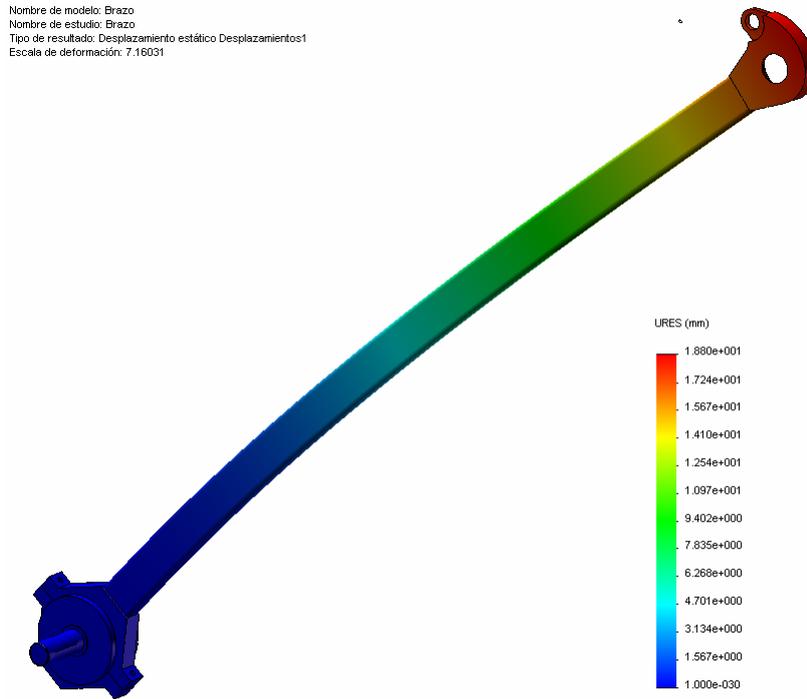


Fig I.15 *Desplazamientos en brazo*

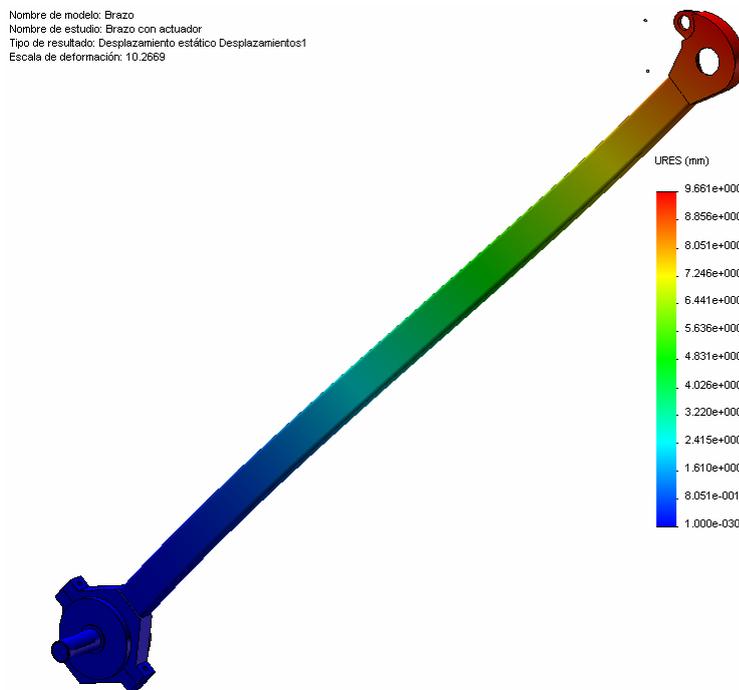


Fig I.16 *Desplazamientos en brazo con actuador*



I.3.2. RESULTADOS CONFIGURACIÓN SUPERIOR

Por otra parte el análisis de la configuración superior permite comprobar que el diseño sigue dentro de los parámetros adecuados. A continuación se desglosan los resultados. Teniendo en cuenta que se considera como más adecuada la simulación que contempla una acción del actuador, únicamente se adjuntan estos resultados.

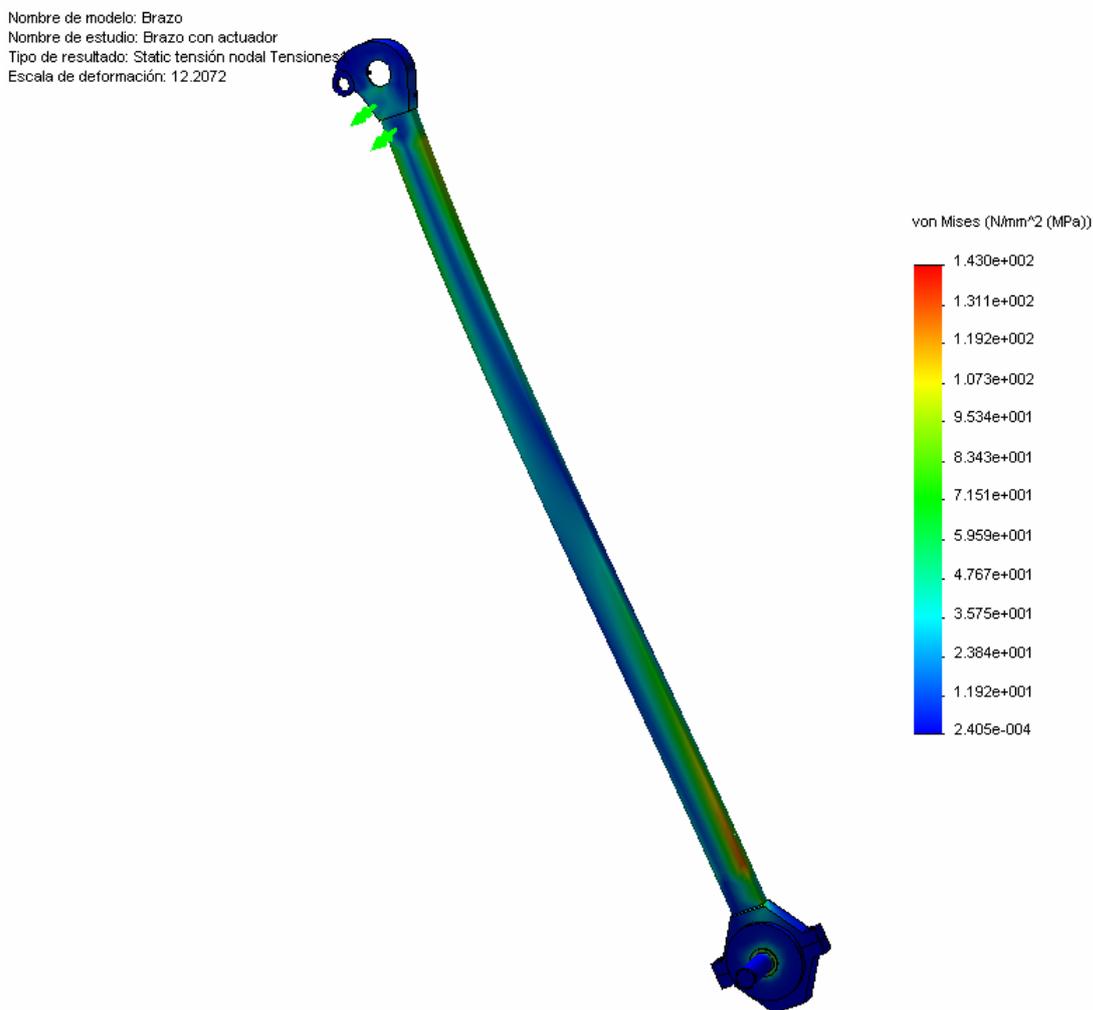


Fig I.17 *Tensiones en el brazo*



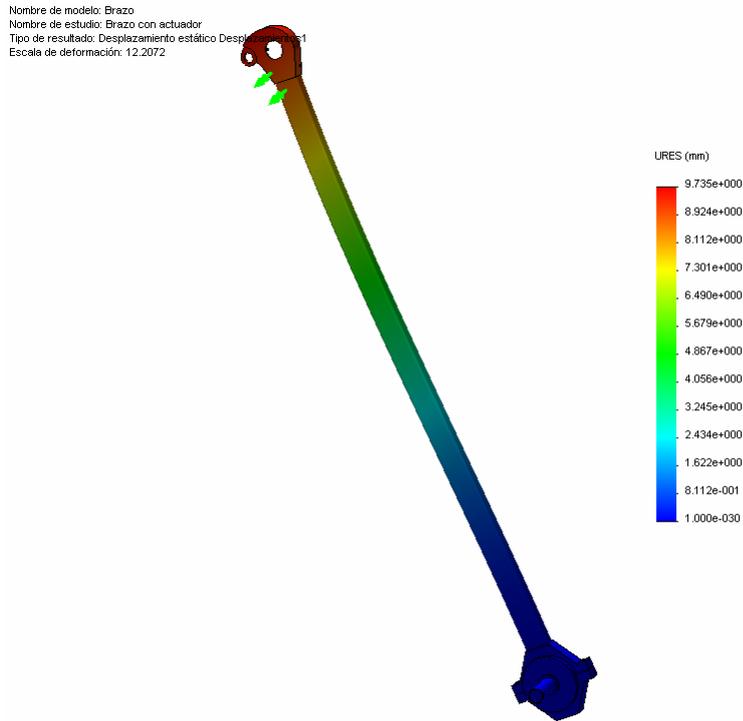


Fig I.18 *Desplazamientos en el brazo*

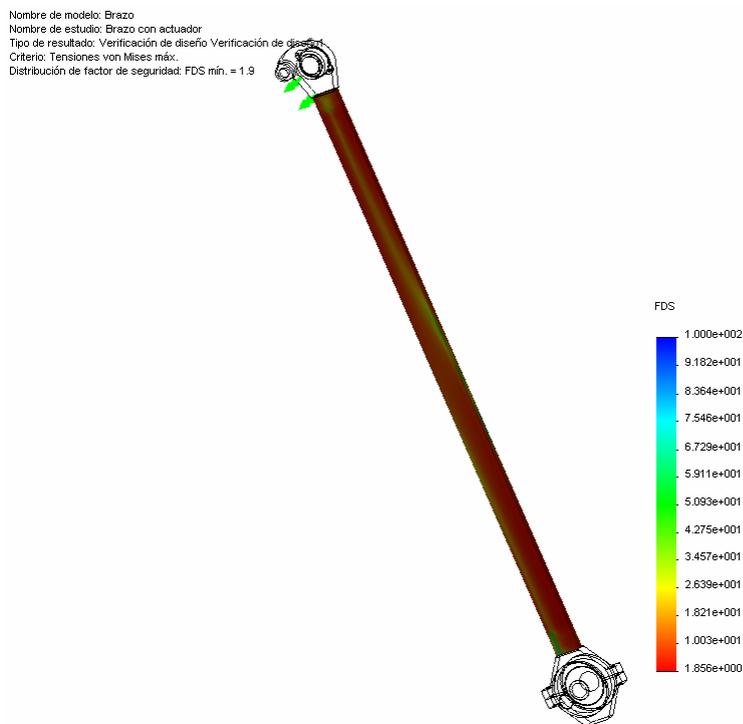


Fig I.19 *Factor de seguridad en brazo*





J. PLANOS



K. CATÁLOGOS



ALEACIONES COMERCIALES DE ALU STOCK. TABLAS DE PROPIEDADES

Serie 1000

1050 A	Puraltok 99,5	0	80	35	42	50	21
1050 A	Puraltok 99,5	H2	100	85	12	-	30
1050 A	Puraltok 99,5	H4	115	105	10	70	35
1050 A	Puraltok 99,5	H6	130	120	7	-	39
1050 A	Puraltok 99,5	H8	150	140	6	100	43
1050 A	Puraltok 99,5	H9	180	170	-	-	48
1200	Puraltok 99,0	0	90	40	40	70	23
1200	Puraltok 99,0	H2	110	90	11	-	32
1200	Puraltok 99,0	H4	125	115	9	100	37
1200	Puraltok 99,0	H6	140	130	7	-	41
1200	Puraltok 99,0	H8	160	150	6	130	45
1200	Puraltok 99,0	H9	190	180	-	-	50

Serie 2000

2007	Cobrealtok 07	T3	460	360	11	-	115
2007	Cobrealtok 07	T4	445	295	14	-	110
2011	Cobrealtok 11	T3	365	290	15	250	95
2011	Cobrealtok 11	T4	350	270	18	250	90
2011	Cobrealtok 11	T6	395	300	12	250	110
2011	Cobrealtok 11	T8	420	315	13	250	115
2014	Cobrealtok 14	0	190	85	20	180	55
2014	Cobrealtok 14	T4	430	275	18	280	110
2014	Cobrealtok 14	T6	485	425	12	290	140
2014 A	Cobrealtok 14	0	190	85	20	180	55
2014 A	Cobrealtok 14	T4 / T451	430	275	18	280	110
2014 A	Cobrealtok 14	T6	485	425	12	290	140
2017 A	Cobrealtok 17	0	180	70	20	180	45
2017 A	Cobrealtok 17	T4	425	275	21	260	105
2024	Cobrealtok 24	0	185	75	20	180	55
2024	Cobrealtok 24	T3	475	340	18	280	120
2024	Cobrealtok 24	T4	460	330	20	280	120
2024	Cobrealtok 24	T8	485	450	-	250	130
2030	Cobrealtok 30	T3	460	360	11	270	115
2030	Cobrealtok 30	T4	445	295	14	260	110

Serie 3000

3003	Almantok 03	0	110	50	29	100	29
3003	Almantok 03	H2	140	120	11	110	40
3003	Almantok 03	H4	160	145	9	130	45
3003	Almantok 03	H6	180	165	8	140	50
3003	Almantok 03	H8	205	185	6	150	55
3003	Almantok 03	H9	245	215	4	-	65
3103	Almantok 103	0	105	45	29	100	29
3103	Almantok 103	H2	135	115	11	-	40
3103	Almantok 103	H4	155	140	9	130	45
3103	Almantok 103	H6	185	160	8	-	50
3103	Almantok 103	H8	200	180	6	150	55
3103	Almantok 103	H9	240	210	4	-	65

Serie 5000

5005 A	Magnealtok 10	0	120	45	27	-	32
5005 A	Magnealtok 10	H2	145	125	13	-	45
5005 A	Magnealtok 10	H4	165	145	12	-	50
5005 A	Magnealtok 10	H6	185	165	9	-	55
5005 A	Magnealtok 10	H8	205	185	8	-	60
5005 A	Magnealtok 10	H9	225	210	5	-	65
5052	Magnealtok 25	0 / H111	195	90	25	210	50
5052	Magnealtok 25	H2	225	175	15	220	65
5052	Magnealtok 25	H4	250	200	14	240	70
5052	Magnealtok 25	H6	270	225	10	250	75
5052	Magnealtok 25	H8	290	250	9	260	80
5052	Magnealtok 25	H9	310	280	5	-	90
5083	Magnealtok 45	0 / H111	300	145	23	250	70
5083	Magnealtok 45	H2	330	240	17	280	90
5083	Magnealtok 45	H4	360	275	16	280	100
5083	Magnealtok 45	H6	380	305	10	-	105
5083	Magnealtok 45	H8	400	335	9	-	110
5083	Magnealtok 45	H9	420	370	5	-	115
5086	Magnealtok 40	0 / H111	275	130	24	240	65
5086	Magnealtok 40	H2	305	220	16	260	85
5086	Magnealtok 40	H4	330	250	15	270	95
5086	Magnealtok 40	H6	345	280	10	-	100
5086	Magnealtok 40	H8	360	305	9	-	105
5086	Magnealtok 40	H9	380	335	5	-	110
5154 A	Magnealtok 35	0 / H111	235	110	24	230	55
5154 A	Magnealtok 35	H2	265	205	14	250	75
5154 A	Magnealtok 35	H4	290	235	13	260	80
5154 A	Magnealtok 35	H6	315	260	10	-	85
5154 A	Magnealtok 35	H8	340	285	9	290	90
5154 A	Magnealtok 35	H9	375	320	5	-	95
5251	Magnealtok 20	0 / H111	180	80	26	200	45
5251	Magnealtok 20	H2	210	165	14	-	60
5251	Magnealtok 20	H4	230	190	13	230	65
5251	Magnealtok 20	H6	255	215	9	-	70
5251	Magnealtok 20	H8	280	240	8	250	80
5251	Magnealtok 20	H9	310	270	5	-	90
5754	Magnealtok 30	0 / H111	215	100	25	220	55
5754	Magnealtok 30	H2	245	185	15	-	70
5754	Magnealtok 30	H4	270	215	14	250	75
5754	Magnealtok 30	H6	290	245	10	-	80
5754	Magnealtok 30	H8	315	270	9	280	90
5754	Magnealtok 30	H9	340	300	5	-	95

Serie 6000

6005 A	Simagaltok 05	T1	200	100	25	-	-
6005 A	Simagaltok 05	T4	210	110	16	-	-
6005 A	Simagaltok 05	T5	270	240	13	-	-
6005 A	Simagaltok 05	T6	285	260	12	190	90
6060	Simagaltok 60	0	100	50	27	110	25
6060	Simagaltok 60	T1	150	90	25	-	45
6060	Simagaltok 60	T4	160	90	20	-	50
6060	Simagaltok 60	T5	220	185	13	160	75
6060	Simagaltok 60	T6	245	215	13	160	85
6061	Simagaltok 61	0	125	55	27	120	30
6061	Simagaltok 61	T4	235	140	21	180	65
6061	Simagaltok 61	T6 / T651	310	270	14	190	95
6063	Simagaltok 63	0	100	50	27	110	25
6063	Simagaltok 63	T1	150	90	26	150	45
6063	Simagaltok 63	T4	160	90	21	150	50
6063	Simagaltok 63	T5	215	175	14	150	60
6063	Simagaltok 63	T6	245	210	14	150	75
6063	Simagaltok 63	T8	260	240	-	-	80
6082	Simagaltok 82	0	130	60	27	120	35
6082	Simagaltok 82	T1	260	170	24	200	70
6082	Simagaltok 82	T4	260	170	19	200	70
6082	Simagaltok 82	T5	325	275	11	210	90
6082	Simagaltok 82	T6 / T651	340	310	11	210	95

Serie 7000

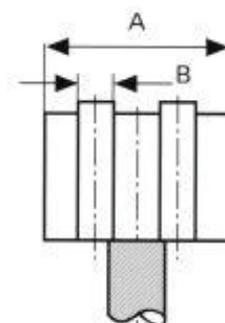
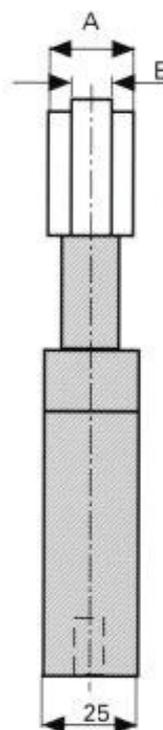
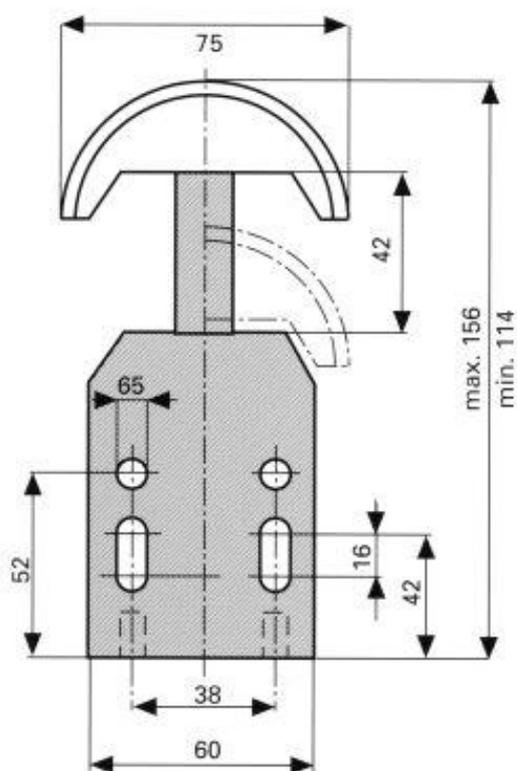
7020	Alzintok 20	0	180	80	24	-	55
7020	Alzintok 20	T5	375	315	14	250	110
7020	Alzintok 20	T6 / T651	380	335	13	270	120
7049 A	Alzintok 49	T6	590	500	7	-	-
7075	Alzintok 75	0	225	105	-	230	60
7075	Alzintok 75	T6 / T651	570	505	10	300	150
7075	Alzintok 75	T7351	505	435	13	300	140

TENSOR DE CADENA TIPO TN

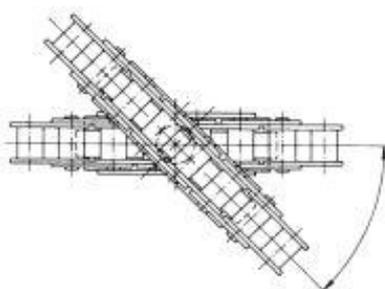
A través de un dispositivo neumático la media luna ejerce una fuerza sobre la cadena que la mantiene tensa. La fuerza es constante en cualquier posición y dirección de giro, lo que evita vibraciones asegurando un deslizamiento suave.

VENTAJAS:

- Fuerza constante sobre el tramo cargado
- Eliminación de la vibración y el ruido
- Bajo coeficiente de fricción
- Resistente al desgaste
- Autolubrificante



Los componentes del tensor ELITE se fabrican en fibra de vidrio reforzada con poliamida tipo FT1000



La guía se posiciona en la dirección de la cadena

180 giro

Cadena de rodillos según DIN 8187 y DIN 8188	Simplex				Duplex			
	Fuerza N	A mm	B mm	ELITE TN forma	Fuerza N	A mm	B mm	ELITE TN forma
05 B	60	25	2,8					
06 B ANSI 35	60	25	4,5		60	25	4,5	
08 B ANSI 40	60	25	7,5		120	25	7,4	
10 B ANSI 50	60	25	9,3		120	25	8,1	
12 B ANSI 60	120	25	11,5		200	25	7,8	

**Load
Runners®**



**Idler-Rollers and
Load Rails for
high-capacity
load handling**

OSBORN®
INTERNATIONAL

High Performance

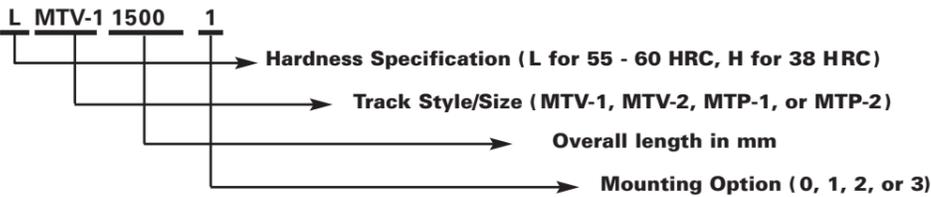
Load Rail-Spezifikationen

Osborn Load Rails offer allowable rail loadings of up to 317450 N per roller for maximum design flexibility. They are available in carbon steel in two separate hardness ranges and also available in stainless steel (as a special item). Please contact Osborn International for information on stainless steel rail.

To specify Osborn Load Rails, choose the the hardness option (letter "L" for 55-60 HRC; letter "H" for 38 HRC), choose the style and size (MTV-1, MTV-2, MTP-1, MTP-2), add the overall length in millimetres - XXXX below -, and add the hole mounting option after a dash. For length less than 1.000 mm use a leading zero.

(L/H)-MT-(V/P)-(1/2)-XXXX-(0/1/2/3)

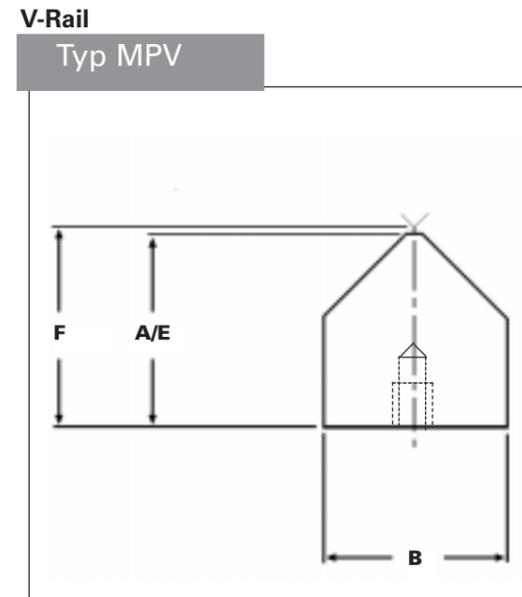
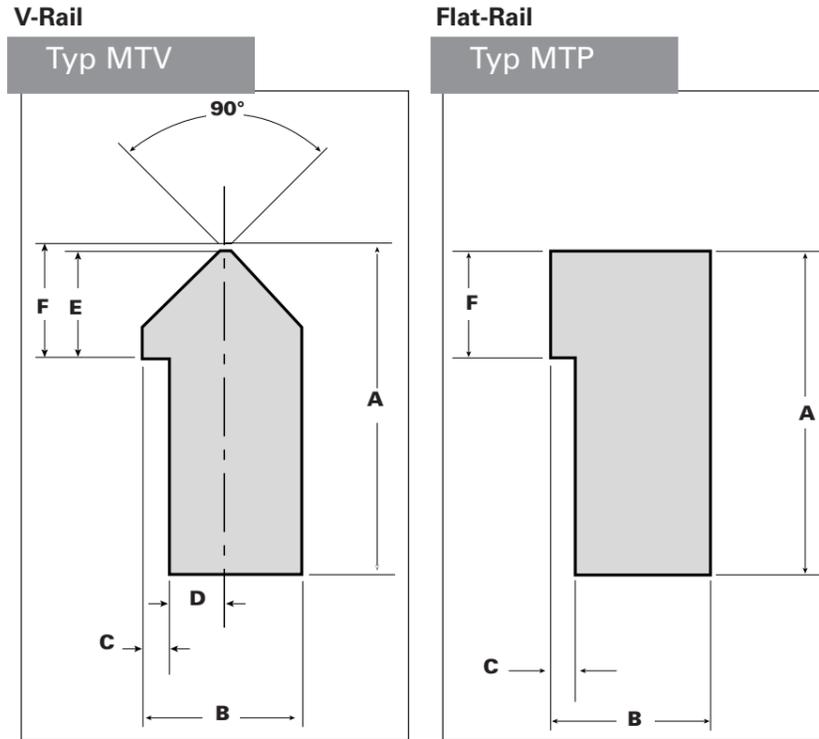
Example: For rail in carbon steel 55-60 HRC, 1.500 mm length of V track, 75 mm high (MTV-1) and with hole mounting option # 1, the part number would read:



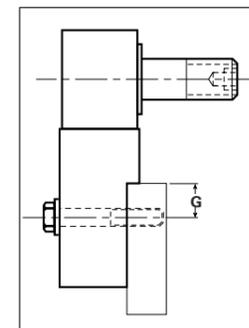
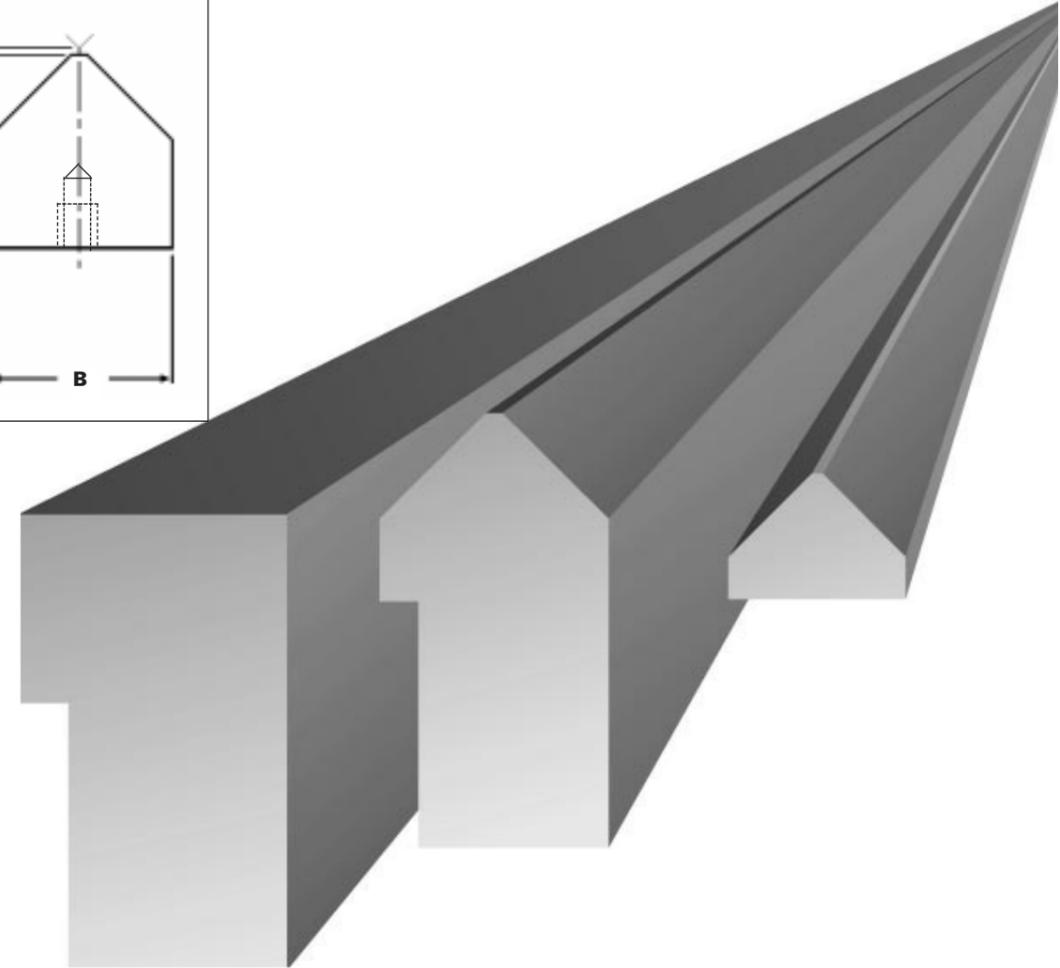
Osborn Part No.	A	B	C	D	E	F	G	Mounting		
								Option #1	Option #2	Option #3
L/H-MTV-1 XXXX	75	40	6	14	27	25,8	20	11 Cap Screw	10 Soc.Hd.Cap Screw	10x1.5 Cap Screw
L/H-MTV-2 XXXX	100	50	6	19	39	37,2	25	13 Cap Screw	12 Soc.Hd.Cap Screw	12x1.75Cap Screw
L/H-MTP-1 XXXX	75	40	6	-	27	-	20	11 Cap Screw	10 Soc.Hd.Cap Screw	10x1.5 Cap Screw
L/H-MTP-2 XXXX	100	50	6	-	39	-	25	13 Cap Screw	12 Soc.Hd.Cap Screw	12x1.75 Cap Screw
L/H-MPV-1 XXXX	38,2	40	-	-	-	40	-	M10 x 1,5 x L.15 Cap Screw		
L/H-MPV-2 XXXX	48,2	50	-	-	-	50	-	M12 x 1,75 x L.20 Cap Screw		

Rails longer than 4000mm are delivered in length (cut at 45° angle).

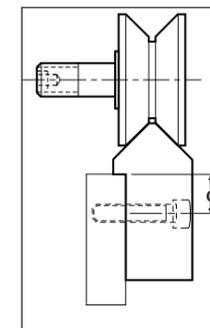
Mounting: Holes are equally spaced 250 mm apart except for track length over 500 mm, which has 3 holes, equally spaced 150 mm apart. For track length less than 500 mm, holes are spaced 100 mm apart. All holes are spaced evenly from end. Customer specified hole patterns are possible. Please contact Osborn with your requirements.



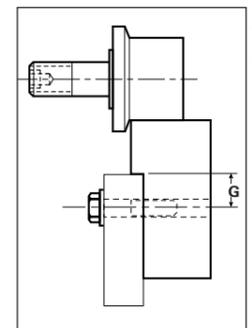
Osborn Load Rails for maximum design flexibility.



Mounting Option #1
Clearance hole for cap screw



Mounting Option #2
Clearance hole and c'bore for socket head cap screw and hi-collar lock washer.



Mounting Option #3
Tapped thru hole for cap screw

**Metric
Sizes (mm)**

Load Rail-Spezifications

To determine a part number, specify the type, replace "XXXX" with the track length dimension, and add the appropriate mounting option code (see chart). Maximum track length is 144". Track length tolerance is ±1/16"

Osborn Load Rails offer allowable rail loadings of up to 71.500 lbs (317450 N) per roller for maximum design flexibility.

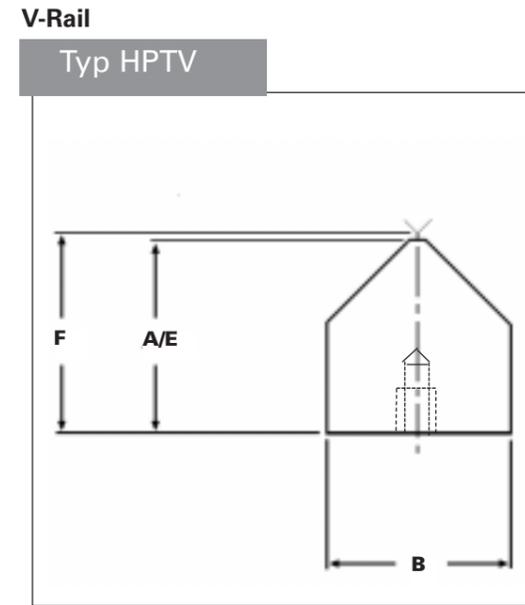
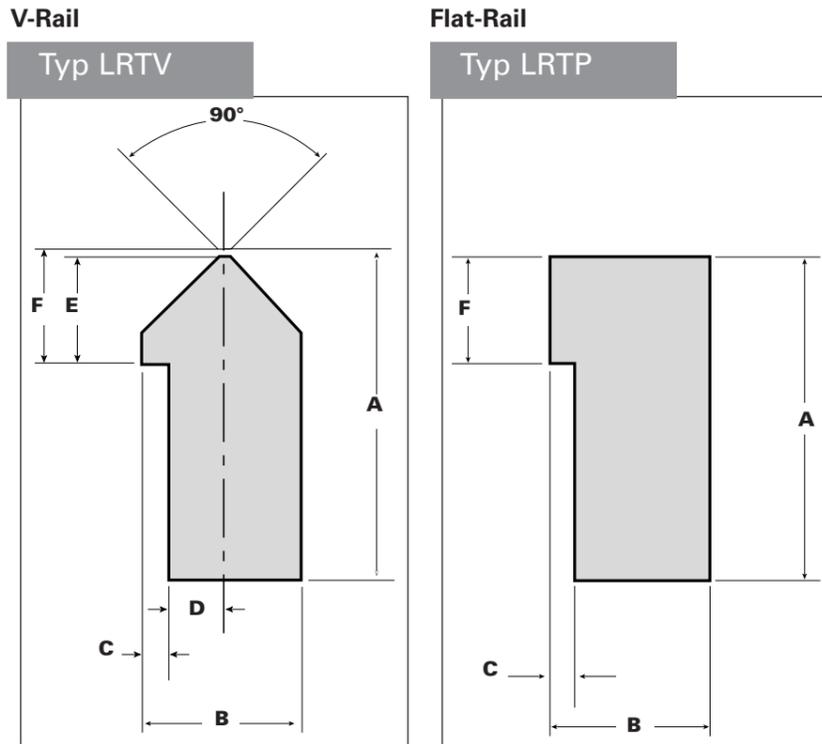
Osborn Load Rails are hardened on the rolling surface to 60 - 65 Rc.

Screw and lock washer are not supplied.



Track length in whole inches | Fractional track length

- 001 = 1" 0 = 0
- 002 = 2" 1 = 1/8"
- 003 = 3" 2 = 1/4"
- 004 = 4" 3 = 3/8"
- 005 = 5" 4 = 1/2"
- 006 = 6" 5 = 5/8"
- etc. 6 = 3/4"
- = 7 = 7/8"
- 144 = 144"** (Maximum track length)



Osborn Load Rails for maximum design flexibility.

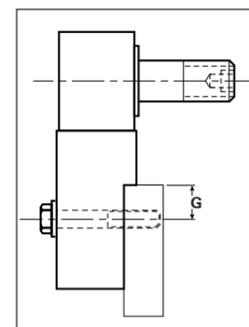
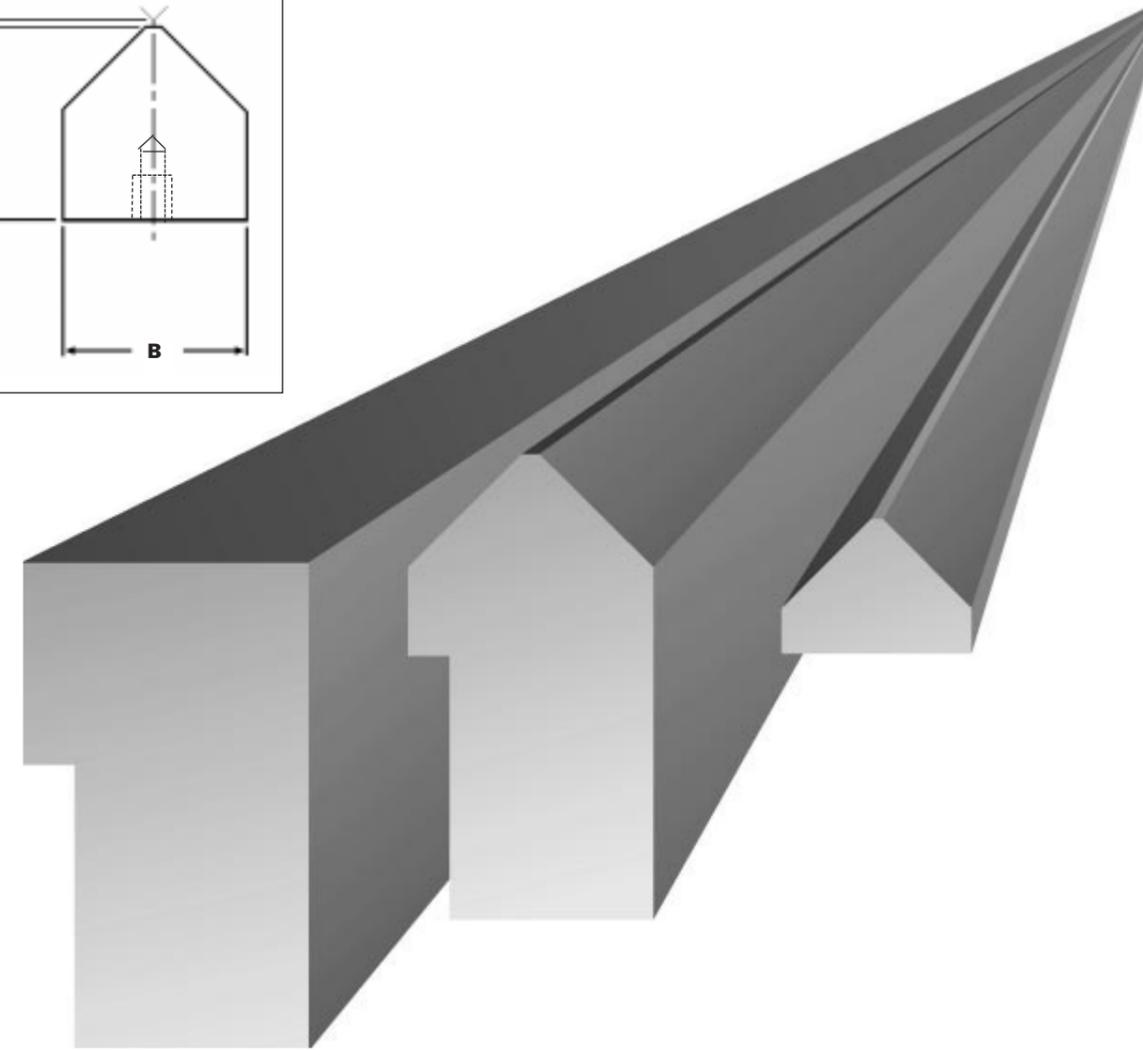
To complete part number, replace "XXXX" with track length dimension and mounting option.

For example - to specify a 4" high V-track 28-1/2" long with a clearance hole for a cap screw, the part number is: **LRTV-20284-1**.
On request, the track length could be adjusted on customer specifications.

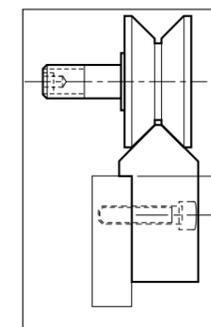
Osborn Part No.	A	B	C	D	E	F	G	Mounting		
								Option #1	Option #2	Option #3
LRTV-1 XXXX	3.000	1.500	0.250	0.500	1.000	1.047	0.750	3/8 Cap Screw	3/8 Soc.Hd.Cap Screw	3/8-16 UNC Cap Screw
LRTV-2 XXXX	4.000	2.000	0.250	0.750	1.500	1.562	1.000	1/2 Cap Screw	1/2 Soc.Hd.Cap Screw	1/2-13 UNC Cap Screw
LRTP-1 XXXX	3.000	1.500	0.250	-	-	1.047	0.750	3/8 Cap Screw	3/8 Soc.Hd.Cap Screw	3/8-16 UNC Cap Screw
LRTP-2 XXXX	4.000	2.000	0.250	-	-	1.562	1.000	1/2 Cap Screw	1/2 Soc.Hd.Cap Screw	1/2-13 UNC Cap Screw
HPTV-1 XXXX	1.500	1.500	-	-	1.500	1.547	-	3/8 - 16 UNC Cap Screw		
HPTV-2 XXXX	2.000	2.000	-	-	2.000	2.062	-	1/2 - 13 UNC Cap Screw		

Mounting holes equally spaced from rail ends on each option.

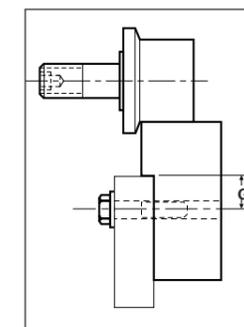
Inch Sizes



Mounting Option # 1
Clearance hole for cap screw. Holes spaced 12" apart. To order, add "-1" to end of part number.



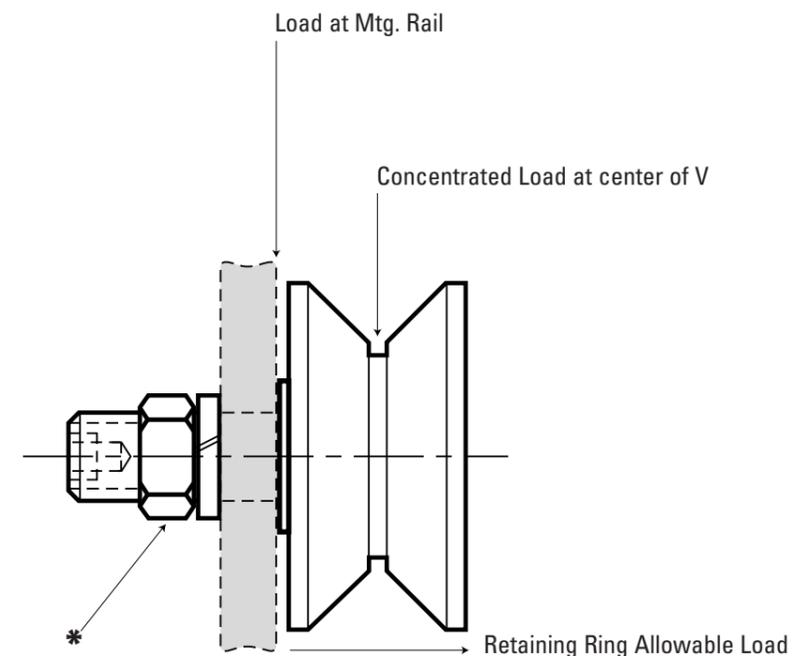
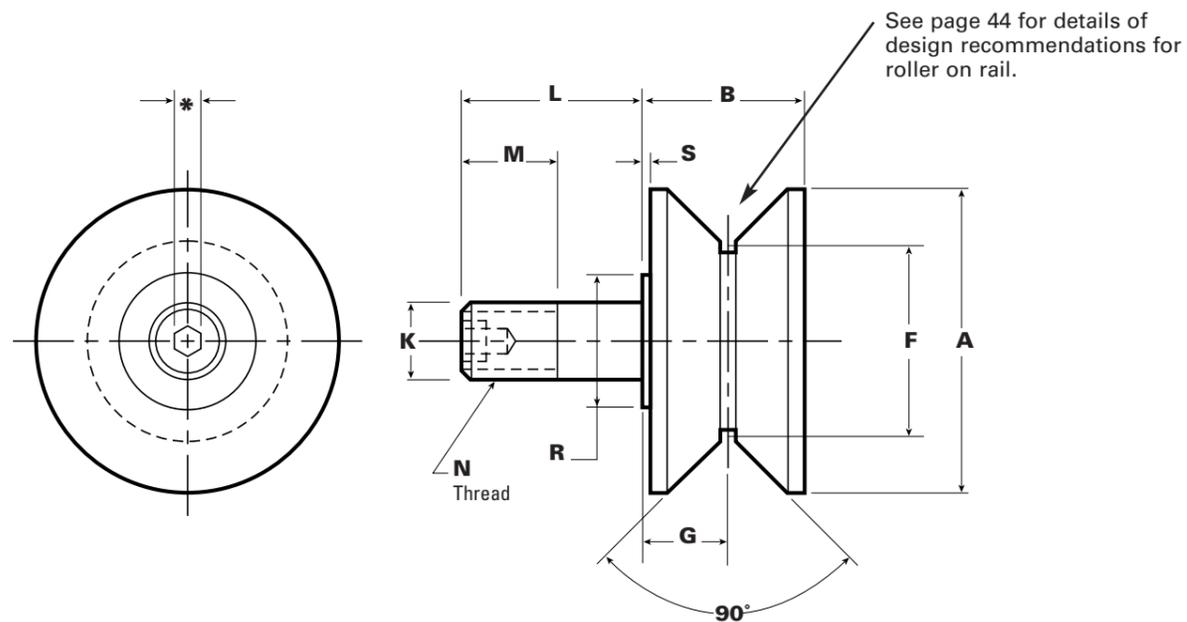
Mounting Option # 2
Clearance hole and counterbore for socket head cap screw and hi-collar lock washer. Holes spaced 12" apart. To order, add "-2" to part number.



Mounting Option # 3
Tapped thru hole for cap screw. Holes spaced 12" apart. To order, add "-3" to end of part number.

V-Grooved-Stud Style

- radial and thrust loads
- roller profile sheds solid contaminants



Part No.	EDP No.	A	B	F	G	K	L	M	N	R	S	Rec. Mtg. Hole Size	Approx. Weight (Kg)	Ball or Tapered Roller Bearings	Bearing Capacity, Radial Load [N]			Bearing Capacity, Thrust Load [N]			Stud Capacity [N]		Ret. Ring Allow. Load [N]
		Roller Dia.	Roller Width	Point Dia.	Groove Location	Stud Dia.	Stud Length	Thread Length	Thread	Shldr. Dia.	Shldr. Length				3000 Hrs. L ₁₀ Life @ 100 RPM	500 Hrs. L ₁₀ Life @ 33 1/3 RPM	Radial Static Limit	3000 Hrs. L ₁₀ Life @ 100 RPM	500 Hrs. L ₁₀ Life @ 33 1/3 RPM	Limiting Static Thrust	Bending = .75 S _y	Shear = .75 x .5 x S _y	
						+0,00 -0,02															Concent. Load at V	Load at Mtg. Rail	
HPV-26	097 390-9907	40	20	26	10	10	23	13	M10x1	13,1	0,8	10,02	0,23	BB	1060	2790	1000	650	1720	1350	2020	8700	2090
HPV-32	097 391-9907	50	22	32	11	12	25	14	M12x1,5	15,9	0,8	12,02	0,26	BB	2290	6000	2680	1410	3700	1950	3950	14400	2090
HPV-40	095 648-9907	60	33	40	17	14	40	26	M14	18	1,6	14,02	0,44	BB	4670	12 200	4900	2890	7560	2650	7030	34 870	2090
HPV-62	095 652-9907	90	44,5	62	23	24	57,9	34,9	M24	32	1,6	24,02	1,48	BB	8800	23 100	10 100	5400	14 200	6850	17 130	64 850	5960
HPV-62-1	095 651-9907	90	44,5	62	23	24	49,5	25	M24x1,5	32	1,6	24,02	1,45	BB	8800	23 100	10 100	5400	14 200	6850	17 130	64 850	5960
HPV-76	095 654-9907	120	50,5	76	26	30	70	40	M30	44,5	1,6	30,02	2,69	TRB	26 700	63 500	89 000	10800	25 700	53 400	45 930	160 520	-
HPV-100	095 656-9907	140	50,5	100	26	30	80	50	M30	44,5	1,6	30,02	4,11	TRB	26 700	63 500	89 000	10800	25 700	53 400	45 930	160 520	-
HPV-100-1	095 655-9907	140	50,5	100	26	30	69,5	40	M30	44,5	1,6	30,02	4,05	TRB	26 700	63 500	89 000	10800	25 700	53 400	45 930	160 520	-
HPV-125	095 657-9907	165	76	125	37,8	48	105	60	M48	82,5	1,6	48,02	9,92	TRB	62 200	148 100	168 800	24600	58 500	144 600	130 590	291 230	-

Other dimensions available on request.
* For stud hex socket size, see page 45.
Lock washer and jam nut available at additional cost.
For size see "N" dimension.
For special features and custom design considerations, see page 39.

* Lock washer and jam nut available at additional cost.
For Size see „N“ dimension.

Metric Sizes (mm)



Advantages

Maintenance-free at -34°C to 107°C

- Load Runners® are lubricated for life
- Special lubricants for more adverse conditions are also available
- Re-lubrication facility can be added

Completely sealed

- All Load Runners® are sealed with tough contact seals
- Seals exclude harmful contaminants such as dirt, sand and moisture
- Metallic seals for high temperature applications can be added

Hardened outer treads 55 - 60 RC

- High quality heat treating ensures long tread life and minimal wear

Standard sizes

- Load Runners® are manufactured in sizes that are recognized in all industrial applications as standard up from \varnothing 26 mm to \varnothing 250 mm
- This is true in both the metric and inch program
- These standard sizes are usually available from stock

Ease of installation

- Stud type Load Runners® have standard hex keys broached into the stud end of the roller for trouble-free fitting and removal
- Hex keys can be broached into both sides of the roller
- Yoke style Load Runners® can be mounted with Osborn heavy duty shafts or with customer fabricated shafts. The key element of installation is insuring positive clamping force on both sides of the roller

High strength studs

- Load Runners® have high strength studs, designed to withstand extreme shearing forces
- They are well-suited for cantilever type mounting applications

Ball/Tapered roller bearings

- For high radial and simultaneous high thrust capacity
- Excellent radial capacity
- Superior thrust capacity

Applications

Automotive Industry

Conveyors and handling systems in assembly plants, automated storage and more..

Steel- and Aluminium Industry

Conveyors and in-process handling systems for carrying/guiding product through inplant operations, rolling mills, galvanizing lines, induction heating equipment and more...

Foundry Industry

Molding and core-making machines for handling flasks...

Other Applications

Food industry, pulp and paper industry, wood working industry, stone working machines, cranes, refuse systems, ship building, satellite positioning systems, wrapping and packaging machinery...



Table of contents

	Plain Stud Style	Metric page 6
	• radial and thrust loads • easy to install	Inch page 22
	Plain Eccentric Stud Style	Metric page 8
	• radial and thrust loads • easy to install • vertical adjustment	Inch page 24
	Plain Yoke Style	Metric page 17
	• radial and thrust loads • higher capacity than stud style	Inch page 35
	Flanged Stud Style	Metric page 10
	• radial and thrust loads • easy to install	Inch page 26
	Flanged Eccentric Stud Style	Metric page 12
	• radial and thrust loads • easy to install • vertical adjustment	Inch page 28
	Flanged Yoke Style	Metric page 18
	• radial and thrust loads • higher capacity than stud style	Inch page 37
	V-Grooved Stud Style	Metric page 14
	• radial and thrust loads • roller profile sheds solid contaminants	Inch page 30
	V-Grooved Eccentric Stud Style	Metric page 16
	• radial and thrust loads • roller profile sheds solid contaminants • vertical adjustment	Inch page 32
	V-Grooved Yoke Style	Metric page 19
	• radial and thrust loads • higher capacity than stud style • roller profile sheds solid contaminants	Inch page 38
	Shafts for Yoke Style Idler-Rollers	Metric page 20
		Inch page 20-21
	Cam Runner	Metric page 46
	• composite outer • stainless steel shaft • wet environments	Inch page 47
	U-Grooved Stud Style	Metric page 33
	• wire guides • idler pulleys • easy to install	Inch page 33
	Flanged Crown Style	Metric page 34
	• concentric and eccentric • radial and thrust loads • use on channels and I-beams	Inch page 34
	Crowned-Yoke Style	Metric page 36
	• radial and thrust loads • higher capacity than stud style	Inch page 36
	Other	Custom Designs page 39, Track Alignment page 44, Installation Notes page 45
	Load Rails	Metric page 40-41
		Inch page 42-43

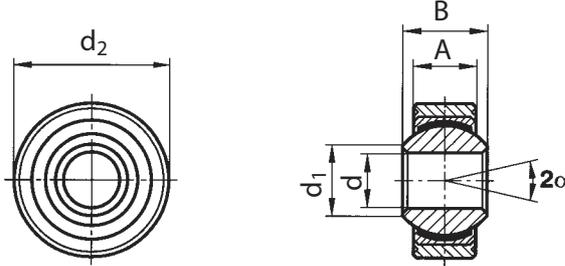


Cojinetes de articulación DIN ISO 12240-1 (DIN 648)

Serie de medida K



Norma mbo 74
 ejecución de alto rendimiento
 ejecución protegida
 contra la oxidación
 exentos de mantenimiento
 apropiados para bajas
 velocidades de rotación
 y cargas de tracción
 y de compresión elevadas
 dinámico



Tamaño	Número de pedido	d	A	B	d ₁	d ₂	Carga estática admisible C ₀ ¹⁾ (kN)	Velocidad admisible r/m	Ángulo de inclinación	Peso por unidad
									α°	≈ g
4 ²⁾	10 74 0000 0004	4	5,25	7	6,5	14	9,5	700	14	5
5	10 74 0000 0005	5	6	8	7,7	16	12,5	600	13	8
6	10 74 0000 0006	6	6,75	9	8,9	18	15,5	530	13	12
8	10 74 0000 0008	8	9	12	10,4	22	27,8	420	14	23
10	10 74 0000 0010	10	10,5	14	12,9	26	39	350	13	38
12	10 74 0000 0012	12	12	16	15,4	30	53,5	300	13	58
14	10 74 0000 0014	14	13,5	19	16,8	34	70	260	16	83
16	10 74 0000 0016	16	15	21	19,3	38	88	230	15	115
18	10 74 0000 0018	18	16,5	23	21,8	42	106,5	210	15	150
20	10 74 0000 0020	20	18	25	24,3	46	130	190	14	200
22	10 74 0000 0022	22	20	28	25,8	50	162	170	15	270
25	10 74 0000 0025	25	22	31	29,6	56	204	150	15	375
30	10 74 0000 0030	30	25	37	34,8	66	281	130	17	540
35	10 74 0000 0035	35	30	43	37,7	78	343	110	19	850
40	10 74 0000 0040	40	35	49	44,2	87	495	100	16	1400

¹⁾ véase hoja del catálogo: cabezales articulados de rótula DIN ISO 12240-4 (DIN 648) - cargas admisibles

²⁾ anillo exterior de una pieza de acero inoxidable 1.4305

Material:

Anillo exterior:

acero inoxidable X8CrNiS18-9 (1.4305), torneado

Envoltura del cojinete:

bronce especial CuSn8, con tejido de PTFE pegado;
 alternativa: acero inoxidable 1.4571

Anillo interior:

acero para rodamientos 100Cr6 (1.2067), templado,
 rectificado, pulido, cromado duro

alternativa: acero inoxidable 1.4034,
 templado, rectificado, pulido



alternativa: acero inoxidable 1.4401,
 no templado, rectificado, pulido

Ejecución: Serie de medida K

Juego del cojinete:	tamaño:	juego radial en mm
		mín - máx
	3 - 10	0,005 - 0,035
	12 - 18	0,005 - 0,04
	20 - 25	0,01 - 0,05
	30 - 40	0,01 - 0,06

Perforación de bola: H7;
 recomendación para eje: g6

Diámetro exterior del cojinete de articulación:
 tolerancia h6

Perforación de la carcasa: tolerancia J7

Lubricación:

no necesitan lubricación;
 el anillo interior se desliza sobre tejido de PTFE, que se encuentra en la envoltura del cojinete;
 intervalo posible de temperaturas de servicio:
 -50 °C - +200 °C

Esta ejecución puede ser también suministrada con bulón roscado: véase la hoja del catálogo mbo „Cabezales articulados de rótula DIN ISO 12240-4 (DIN 648) con bulones roscados“

Ejecuciones especiales a demanda

17_26
 09/2005

Tolerancia general
 DIN ISO 2768-m

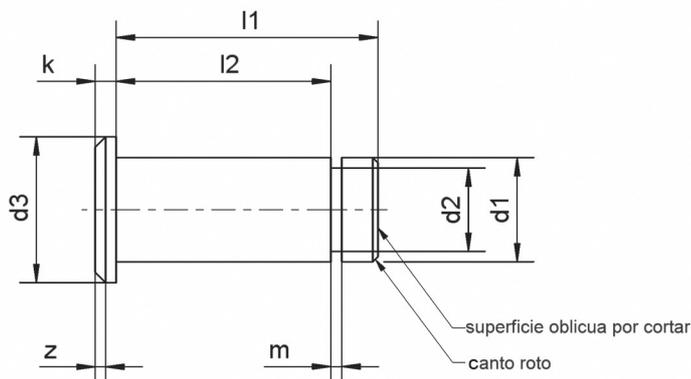
Reservada cualquier
 modificación técnica



mbo Osswald GmbH & Co KG
 Procesamiento de metales · Técnicas de acoplamiento

Registro Mercantil Tauberbischofsheim HRA 277 W

D-97900 Kuelstheim-Steinbach · Steingasse 13
 Tel: + 49 (0) 93 45 - 670 - 0
 Fax: + 49 (0) 93 45 - 62 55
 Internet: <http://www.mbo-osswald.com>
 e-mail: info@mbo-osswald.de



Ejemplo de pedido: Perno de la ejecución BEK con un diámetro $d1 = 10$ mm, largo $l1 = 25$ mm y largo $l2 = 20,5$ mm: Perno tipo BEK 10 x 25 x 20,5
Número de pedido: 10 77 0000 0010

Denominación según mbo	Número de pedido	Aseguramiento tipo		Medida nominal d1 h11	Ø de cabeza d3 h14	Largo		k js 14	d2 -0,2	m +0,1	z	Masa (kg) 100 piezas
		KL	SL			l1 js 15	l2 +0,3					
BEG 4 x 10,5 x 8,5*	10 77 0000 0004	4	4	4	6	10,5	8,5	1	3,2	0,64	0,5	0,12
BEG 5 x 13 x 10,5*	10 77 0000 0005	5	5	5	8	13	10,5	1,5	4	0,74	0,5	0,24
BEK 6 x 15,5 x 12,5	10 77 0000 0006	6	6	6	9	15,5	12,5	1,5	5	0,74	0,5	0,42
BEK 8 x 20 x 16,5	10 77 0000 0008	8	8	8	12	20	16,5	2	6	0,94	1	0,9
BEK 10 x 25 x 20,5	10 77 0000 0010	10	10	10	14	25	20,5	2	8	1,05	1	1,7
BEK 12 x 30 x 24,5	10 77 0000 0012	12	12	12	17	30	24,5	3	9	1,15	1,5	2,95

* ejecución torneada - material 1.0718 (11SMnPb30+C)

Material:

QSt36-3; 1.0214

Ejecución especial:

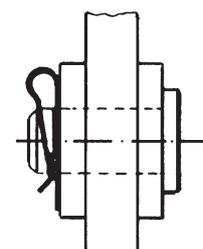
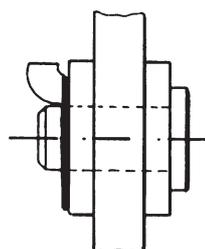
con respecto al largo y a la tolerancias a demanda

Protección:

fosfatado y lubricado;
a elección: galvanizado o revestido de cinc y pasivado en blanco-azul o amarillo

Ejemplos de aplicación:

Norma mbo 09 Aseguramiento Tipo KL (véase la hoja del catálogo 13_02)
Norma mbo 08 Aseguramiento Tipo SL (véase la hoja del catálogo 13_01)



04_01
09/2005

ACTUATOR LA34

Features:

- Max. thrust 10.000 N (in push only)
- Max. thrust 6000 N (in pull) with reinforced actuator
- 12 or 24 V DC permanent magnet motor (3 standard 24 V DC types)
- Safety factor 2 (10.000 N up to 250 mm stroke)
- Safety nut in push direction
- Built-in limit switches (not adjustable)
- Low noise level (below 40 dB (A) measured according to DSI/EN ISO 3746) (Standard LA34)
- Adjustment of installation dimension by +4/-0 mm (not possible with mechanical spline)
- Duty cycle 2/18 - 2 minutes continuous use followed by 18 minutes not in use.
- Standard protection class: IP 54
- Colour: grey
- Stroke lengths: 100 - 600 mm
- 2.25 m straight cable with 6.3 mm jack plug (DIN-plug for CB9)
- All critical parts are designed in metal to obtain max. load
- Installation dim. standard S + 210 mm, the "L" long version is recommended for patient lifts = S + 267 mm.
- Ambient temperature: +5° to 40°C
- Compatible with CB9 with EAS, CB12 with EAS, CB14*, CB18 and CBJ (* = only possible with customized software)
- The collar on the outer tube is not mounted on the LA34 with small motor.



MEDLINE
IMPROVING EFFICIENCY

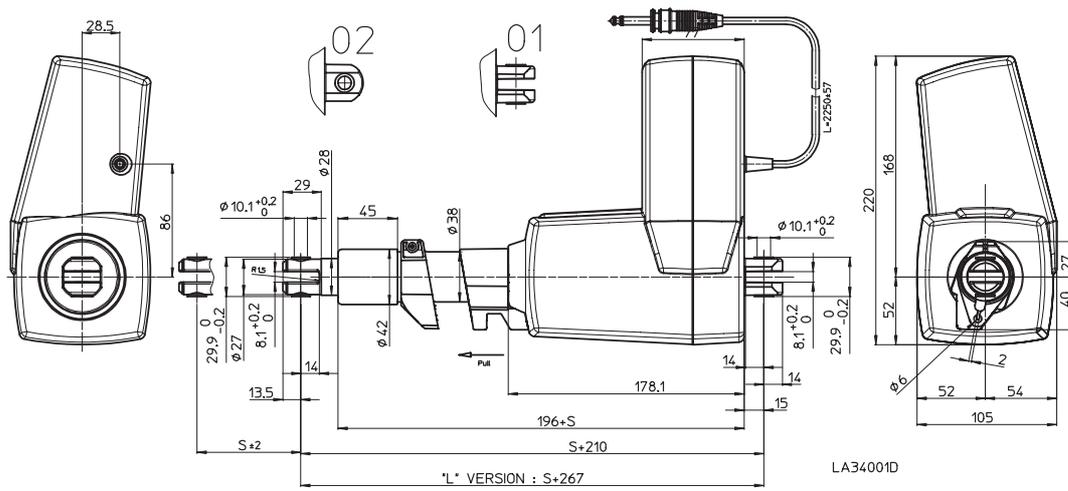
TECHLINE
IMPROVING FLEXIBILITY

LA34 is a technological state-of-the-art actuator that, due to its innovative construction can push up to 10.000 N at a speed of 5 mm/sec. and with a power consumption of approx. 7 Amp.

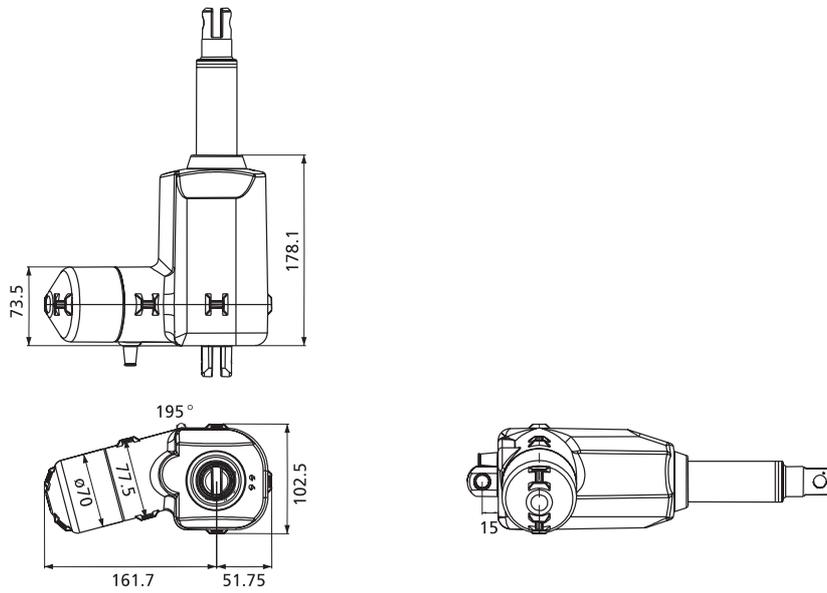
Its compact design, the outstanding performance and a wide range of safety options makes LA34 the right choice for a variety of medical and industrial applications.

The actuator is approved according to EN 60601-1 and UL 2601-1.

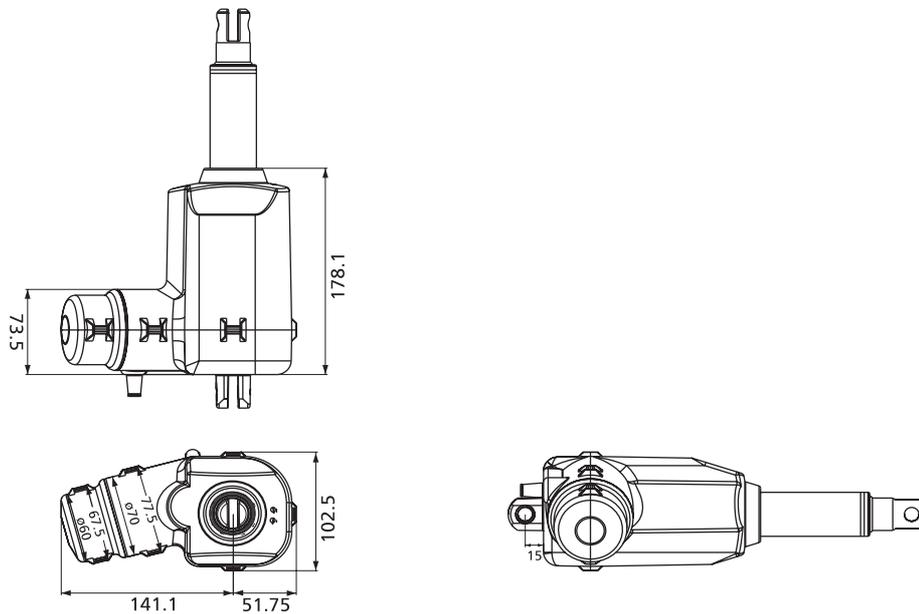
LA34 standard housing



Compact housing for the standard and the fast motor versions:



Compact housing for the small motor version:



Options:

- Mechanical spline (same installation dim. as standard)
- Quick release system (push/pull) enables stepless retraction of the actuator when lowering (mechanical emergency lowering). When ordering quick release freewheeling is automatically included.
- Bowden cable solution for quick release (min. stroke 150 mm)
- Double bowden cable solution for quick release
- Compact housing in 2 variants: One for the standard/fast motor, and one for the small motor version
- Safety nut in pull direction (increases the installation dimension by 10 mm)
- Protection class IP 66
- Electrical splines (release force is 60 N)
- Reed switch system, only as a 20% article and if the application is approved by Technical Support.
- Potentiometer (max. stroke lengths:)
LA34 with 12 mm pitch max. 250 mm
LA34 with 16 mm pitch max. 330 mm
LA34 with 20 mm pitch max. 416 mm
- Colour black (only housing and cable)

Technical specifications:

Type	Spindle pitch (mm)	Thrust max. push (N)	Thrust max. pull (N)	*Speed at 0/full load (mm/s)	Stroke length (mm)**	*Amp. at full load (A)
LA34.3 - standard motor	12	10000	6000#	8.2/4.8	100/600	7
LA34.4 - standard motor	16	7000	6000#	10.8/7.9	100/600	7
LA34.5 - standard motor	20	5000	5000#	13.5/10.0	100/600	7
LA34.3 - fast motor	12	10000	6000#	11.0/7.0	100/600	10
LA34.4 - fast motor	16	7500	6000#	15.0/9.0	100/600	10
LA34.5 - fast motor	20	5000	5000#	18.0/13.2	100/600	10
LA34.3 - small motor	12	4000	4000	9.0/7.0	100/600	3.5
LA34.4 - small motor	16	3000	3000	12.0/9.0	100/600	3.5
LA34.5 - small motor	20	2000	2000	15.0/12.0	100/600	3.5
LA34.3 - 12 V motor	12	7000	6000#	10.0/5.2	100/600	15
LA34.4 - 12 V motor	16	5500	5500#	14.0/7.4	100/600	15
LA34.5 - 12 V motor	20	4000	4000	17.5/12	100/600	15

* Typical values, measurements are made with actuator in connection with a stable power supply.

** Stroke length in steps of 50 mm 100, 150 etc.

Have to be with a steel piston rod eye and reinforced jaw otherwise max. pull is 4000 N.



Power supply without current sensing/cut-off can cause serious damage to the actuator if mechanical stop is encountered or actuator movement is blocked in other ways.

LINAK control boxes are designed so that they will short-circuit the motor terminals (poles) of the actuator(s) when the actuator(s) are not running. This solution gives the actuator(s) a higher self-locking ability.

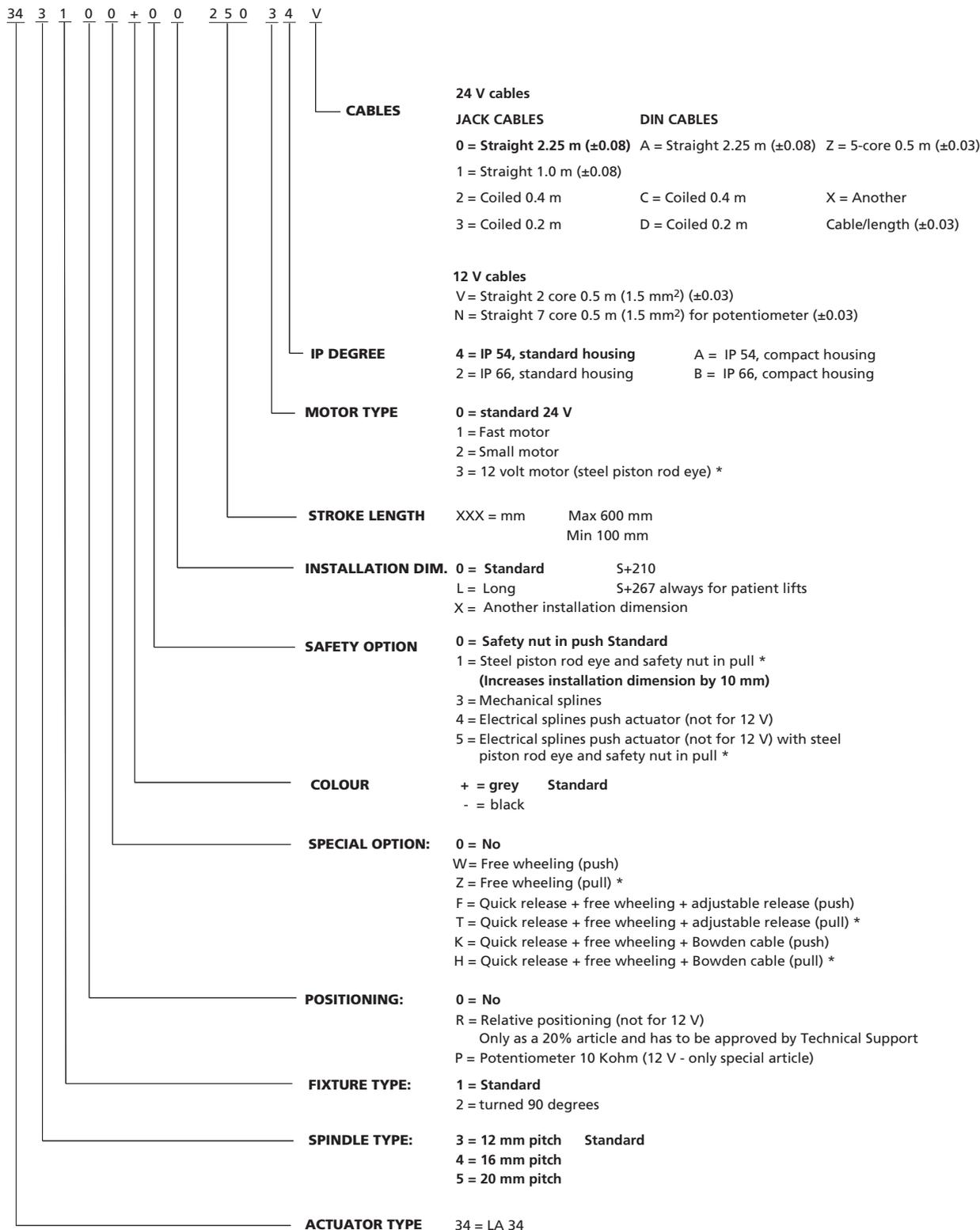
If the actuator(s) are not connected to a LINAK control box the terminals of the motor must be short-circuited to achieve the self-lockability of the actuator.

Release force:

Type	Normal and fast motor	Small motor
LA34 - 12 mm pitch	150 kg \pm 20%	60 kg \pm 20%
LA34 - 16 mm pitch	100 kg \pm 20%	50 kg \pm 20%
LA34 - 20 mm pitch	80 kg \pm 20%	40 kg \pm 20%

LA34

Ordering example



* = The reinforced jaw and safety nut in pull are included (does not apply to versions with the small motor)



Note:

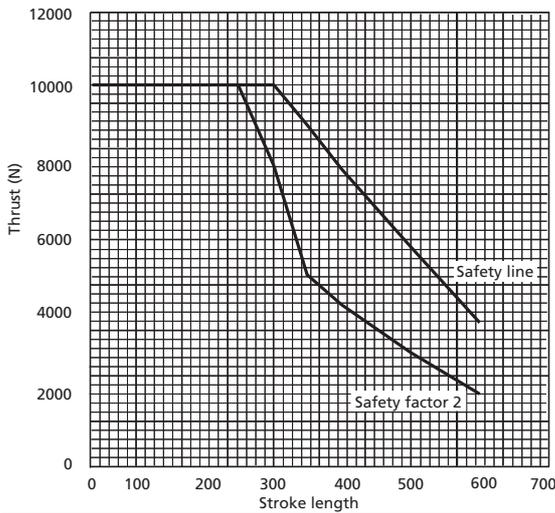
It is not possible to combine electrical splines with quick release in pull.
The choice of the compact housing increases the cable length by approx. 60 mm

Safety factor:

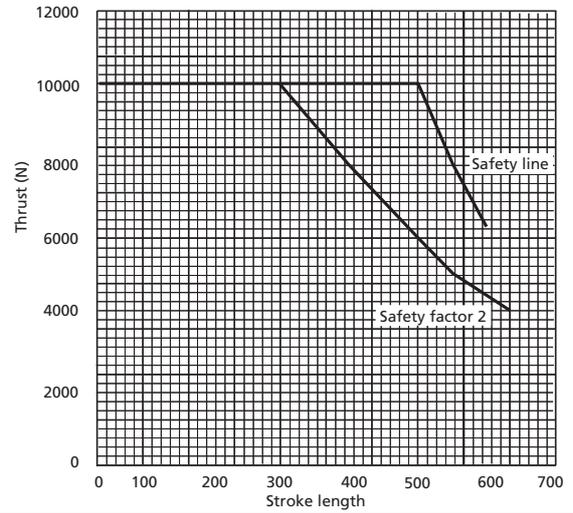
How to decide the safety factor on LA34

- If you want to know whether the chosen actuator type observes the safety factor 2 in push please do as follows:
- The position with the max. load at the given stroke length is marked on the graph, e.g. 6,000 N and 400 mm.
- This position is above the line for safety factor 2 (push) with standard install. dim. and below the line for safety factor 2 with the long install. dim. The actuator meets the demand for safety factor 2 if it is made with a long install. dim. but not with a standard install. dim. For some applications safety factor 2 is not necessary. In such cases the LA34 always has to be below the safety line. An application with 500 mm stroke and 8,000 N is not allowed in the standard version because it is above the safety line. If the "L" version is chosen it will be below the safety line and can be used for the application.

Safety factor for LA34 standard

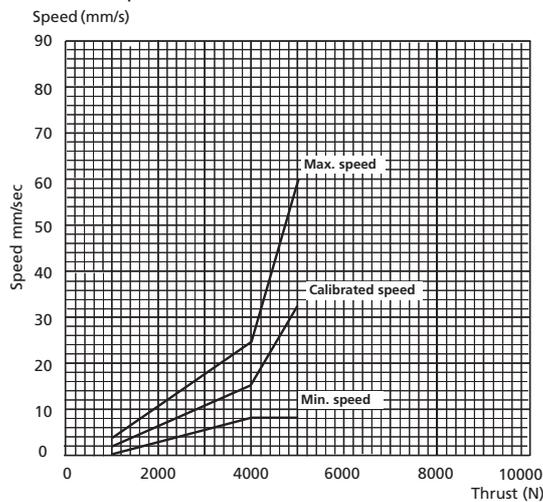


Safety factor for LA34 type "L"

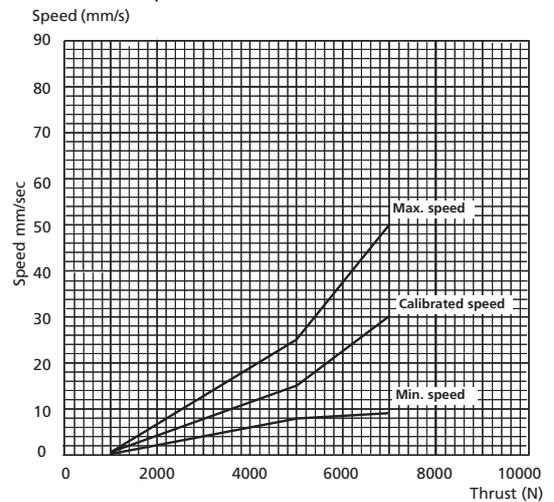


LA34 Lowering speed - quick release

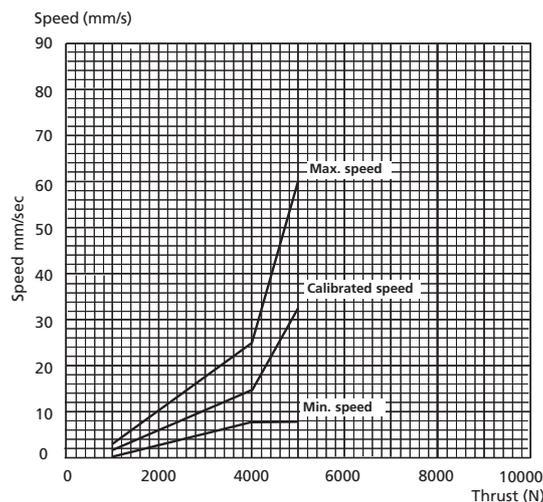
LA34.3 12 mm pitch - Standard Calibration: 6000N



LA34.4 16 mm pitch - Standard Calibration: 6000N

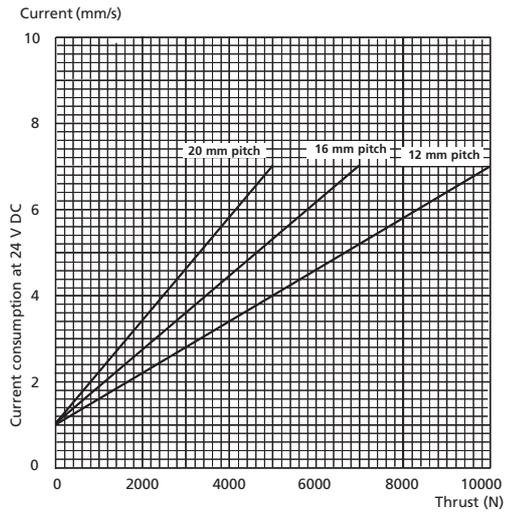
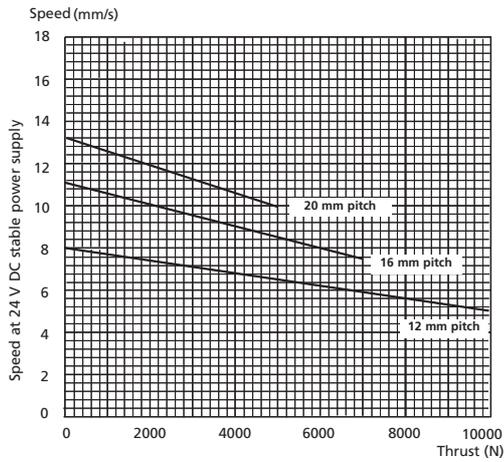


LA34.5 20 mm pitch - Standard Calibration

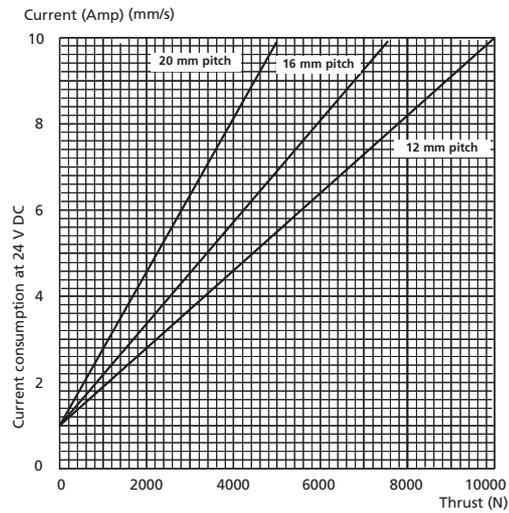
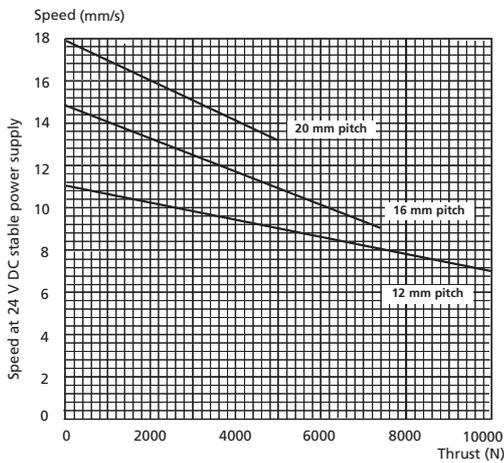


Speed and current consumption curves:

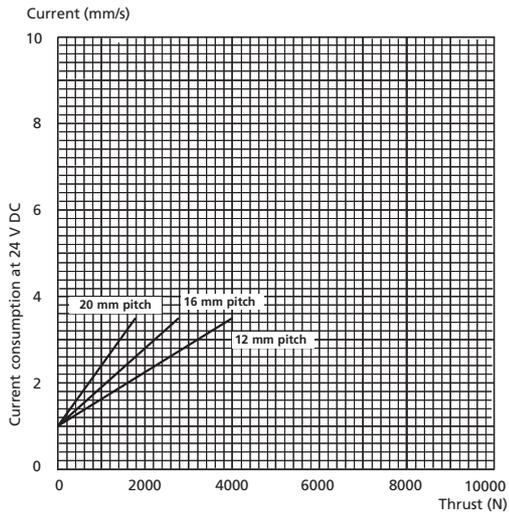
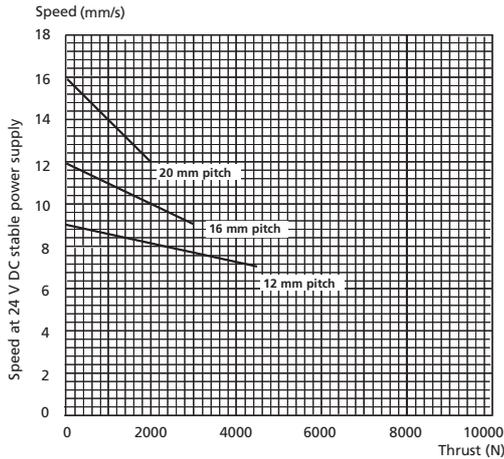
LA34 with standard motor



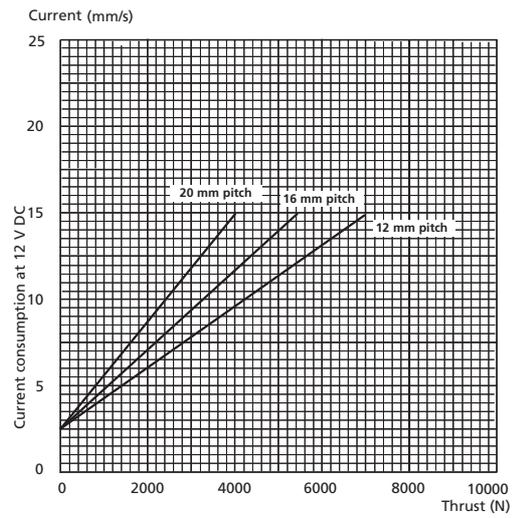
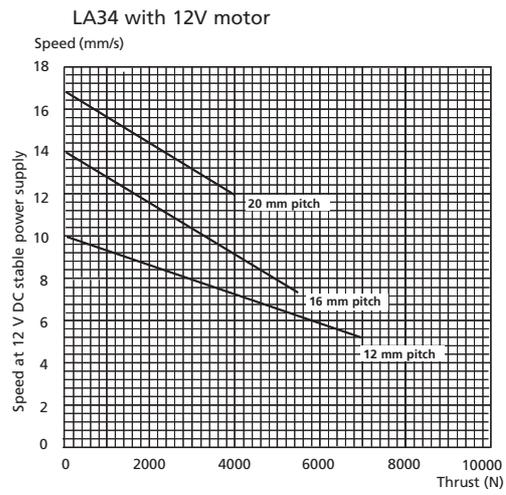
LA34 with fast motor



LA34 with small motor



Speed and current consumption curves:



The mentioned values are average values.
The measurements are made with actuators connected to a stable power supply.

Specifications subject to change without prior notice.
It is the responsibility of the product user to determine the suitability of LINAK A/S products for a specific application. LINAK will at point of delivery replace/repair defective products covered by the warranty if promptly returned to the factory. No liability is assumed beyond such replacement/repair.